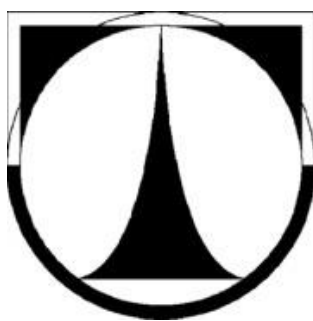


Technická univerzita v Liberci

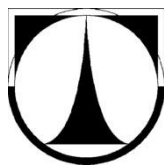


Bakalářská práce

KTS - B045

Jaroslav Gottvald

2012



**Fakulta
strojní**

Technické univerzity v Liberci

TECHNICKÁ UNIVERZITA LIBEREC

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ

Obor: 2302R022

Zaměření: Stavba strojů

Dynamická analýza pneumatického lamelového motoru

Dynamic analysis of air vane motor

Bakalářská práce

AUTOR: **Jaroslav Gottvald**

VEDOUCÍ PRÁCE: **doc. Ing. Jiří Mrázek, CSc.**

KONZULTANT: **Miroslav Beránek, Dis.**

Rozsah práce:

Počet stran.....56

Počet tabulek....13

Počet obrázků...33

Počet grafů.....11

Počet příloh.....3

Liberec, únor 2012



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Studijní rok: 2010/11

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Jaroslav GOTTVALD
Studijní program	B 2341 Strojírenství
Obor	2302 R022 Stroje a zařízení
Zaměření	Stavba strojů

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

Dynamická analýza chování pneumatického lamelového motoru

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce doporučené metody pro vypracování)

1. Proved'te rozbor funkce pneumatického lamelového motoru.
2. Tvorbu pneumatického motoru v ProE, Mechanism Design.
3. Kinematická a dynamická analýza pneumatického motoru.
4. Vyhodnocení výsledků a návrh na řešení.

Forma zpracování bakalářské práce:

- průvodní zpráva: **30 stran formát A4**
- grafické práce: **výkres lamelového motoru (sestava)**

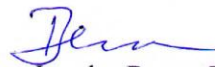
Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):


1. Brát, V. – Brousil, J.: Dynamika, SNTL, Praha 1967
2. Pneumatické mechanismy Díl I.: Jaroslav Kopáček, VŠB, Ostrava, 1996, ISBN 80-7078-306-0
3. Pneumatické mechanismy Díl I.: Jaroslav Kopáček, VŠDS, Žilina, 1991, ISBN 80-7100-057-4
4. Kompresory, pneumatické a chladicí stroje, Vladimír Chlumský, Antonín Liška, ČVUT, Praha, 1996, číslo publikace 401-33312
5. Pneumatické obvody, Kolektiv autorů, ČVTS, České Budějovice, 1975, číslo publikace CZV-ZŽ-1117/12-75

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Mrázek, CSc.**

Konzultant bakalářské práce: **Miroslav Beránek, DiS.**




prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.
vedoucí katedry


doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan FS

V Liberci dne 29.10.2010

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedené lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ). Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

Prohlášení:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se vztahuje zákon č.121/2000 Sb. O právu autorském, zejména paragraf 60 – školní díla.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL), nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji – li bakalářskou práci nebo poskytnu – li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL, v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Declaration:

I have been notified of the fact that Copyright No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I fully aware, that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact, in this case TUL has the right to sees that I pay the expense invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own witch the use of the acknowledges sources and on the basic of consultation witch the head of the thesis and a consultant.

Datum/ Date:

Podpis / Signature:

Poděkování:

Děkuji panu doc. Ing. Jiřímu Mrázkovi, CSc. za vedení mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Martinu Bílkovi, Ph.D. za poskytnuté rady při uspořádání sestavy a vedení měření. V neposlední řadě i firmě Deprag CZ a.s. za poskytnutí dokumentace a zadání bakalářské práce.

Abstrakt:

Práce se zabývá popisem funkce pneumatického lamelového motoru a dalších rotačních pneumatických motorů. Součástí je kinematický a dynamický popis systému. V práci jsou provedena měření koeficientu restituce lamely a tření lamely. Výsledkem práce je určení teoretické účinnosti pneumatického lamelového motoru GD S 030-450 B X. Analýza je provedena v programu Pro-ENGINEER, v nadstavbě MECHANISM.

Klíčová slova:

Součinitel tření, koeficient restituce, rychlost, zrychlení, Coriolisovo zrychlení, lamelový motor, účinnost, krouticí moment

Abstract:

The thesis deals with the description of the function of the air vane motor and other pneumatic rotary engines. Part of it is also the kinematic and dynamic description of the system. The work carried out measurements of coefficient restitution and friction vane. Result of this work is to determine the theoretical efficiency of the air vane motor GD S 030-450 B X. The analysis is done in Pro-Engineer, in the superstructure MECHANISM.

Keywords:

Coefficient of friction, coefficient of restitution, velocity, acceleration, Coriolis acceleration, air vane motor, efficiency, torque moment

Obsah

Úvod.....	7
1 Teoretická část	8
1.1 Princip funkce pneumatických motorů	9
1.2 Rozdělení pneumatických motorů.....	9
1.3 Rotační pneumatické motory	10
1.3.1 Radiální pneumatické motory	10
1.3.2 Axiální pneumatický motor	15
1.4 Popis dynamických sil působících v lamelovém motoru.....	15
1.5 Kinematický popis pneumatického lamelového motoru.....	16
2 Provedená měření	18
2.1 Měření koeficientu restituce.....	18
2.1.1 Teorie měření restituce	18
2.1.2 Metoda měření	19
2.2 Měření koeficientu tření	22
2.2.1 Teorie měření	22
2.2.2 Metoda měření	24
3 Konstrukční a výpočtová část	33
3.1 Konstrukční úprava lamely	33
3.2 Konstrukční úprava rotoru	34
3.3 Tvorba sestavy	35
3.4 Kinematická analýza pneumatického lamelového motoru	35
3.5 Dynamická analýza pneumatického lamelového motoru	44
4 Závěr	51
5 Seznam literatury	53
6 Seznam obrázků, tabulek a grafů	54

Úvod

Bakalářská práce je rozdělena do šesti částí. V první části se zabývá specifikací a oblastí zaměření vyšetřovaného pneumatického motoru. Následuje stručná charakteristika ostatních rotačních pneumotorů. V závěru první části bakalářské práce je proveden kinematický a dynamický rozbor úlohy. Kinematický rozbor naznačuje rychlosti a zrychlení působící na lamelu pneumatického lamelového motoru. Dynamický rozbor se zabývá popisem sil.

V druhé části bakalářské práce jsou popsána a provedena měření potřebná k následné dynamické analýze. Měření koeficientu tření bylo prováděno pomocí ocelové kuličky dopadající na zkušební vzorek. Tření je měřeno pomocí snímače tahových sil v niti a pomocí nádoby s pískem.

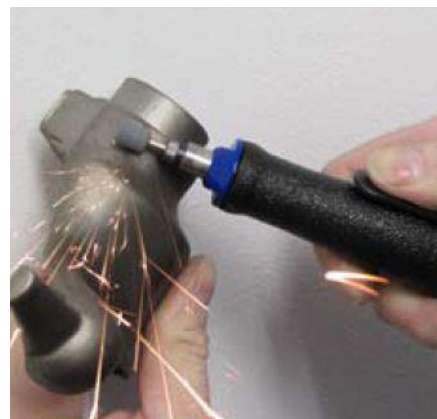
Třetí část se zabývá úpravami funkčních částí modelu, pneumatického lamelového motoru a následné vytvoření modelu sestavy. V kinematické analýze jsou číselně vyjádřeny rychlosti a zrychlení pro určitý výchozí stav pneumatického lamelového motoru. Dynamická analýza představuje matematický model výpočtu teoretické účinnosti pneumatického lamelového motoru za určitých zjednodušujících předpokladů.

Dalšími částmi jsou: závěr, seznam použité literatury, seznam obrázků, tabulek a grafů.

1 Teoretická část

Pneumatické lamelové motory se používají jako pohonná jednotka ručních nástrojů. Patří mezi nejčastěji využívané pneumatické rotační motory. Jednoduchá a nenáročná konstrukce, malá hmotnost, vysoká účinnost, snadná a levná údržba předurčují tento motor pro používání v ručních nástrojích. Velikost zástavbového prostoru lamelového motoru a výkonově srovnatelného elektrického motoru je až o jednu pětinu menší. Z toho plyne menší hmotnost a snadná ovladatelnost [1].

Hlavní použití nacházejí v ručních nástrojích pro operace broušení viz obrázek 1, frézování a vrtání. Pneumatické lamelové motory pro broušení pracují v otáčkách 20 000-50000 ot/min při výkonu 150-400W. Motory určené pro frézování pracují v otáčkách maximálně 20 000 ot/min při výkonu 250-400W. Motory ve vrtačkách pracují v otáčkách 150-24 000 ot/min při výkonu 150-600W. Velikost motoru závisí na jeho použití [1].



Obrázek 1 Použití brusky GD S 030-450 B X dle [2]

Specifikace zadané brusky následuje na obrázku 2.

Popis označení brusky



Obrázek 2 Popis označení brusky dle [3]

Pneumatická bruska GDS 030-450 BX slouží pro ruční obvodové a šikmé broušení, k obrábění, opracovávání forem, raznic, apretaci odlitků, svařenců, obrobků v nekritickém prostředí. Parametry této brusky jsou znázorněny v tabulce 1.[2]

Tabulka 1 Parametry pneumatické brusky GDS 030-450 BX [2]

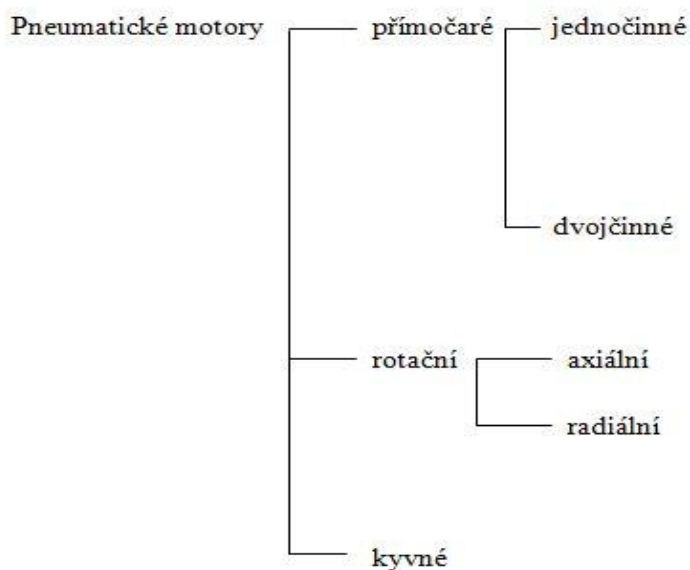
Parametry pneumatické brusky GDS 030-450 BX	
Otáčky na prázdno [1/min]	45000,00
Maximální výkon [W]	300,00
Spotřeba vzduchu na prázdno [m ³ /min]	0,50
Světlost přívodní hadice [mm]	6,00
Hmotnost brusky [kg]	0,40
Maximální průměr brousícího tělíska [mm]	20,00
Maximální průměr tvrdokové frézy [mm]	6,00
Délka přívodní hadice [m]	2,00
Délka výfukové hadice [m]	1,25
Hladina akustického tlaku [dB]	79,00
Rozměry ØDxL [mm]	Ø34,5x175

1.1 Princip funkce pneumatických motorů

Základ pneumatických motorů je u všech typů stejný. Převádí energii stlačeného vzduchu na energii mechanickou. Mechanická práce je na výstupu v podobě rotačního, lineárního nebo kombinovaného pohybu. Energie stlačeného vzduchu je ve formě tlakové energie. Při expanzi stlačeného vzduchu se v komorách přeměňuje tlaková energie na kinetickou [1].

1.2 Rozdělení pneumatických motorů

Obrázek 3 graficky znázorňuje rozdělení pneumatických motorů. V další části práce bude pojednáno pouze o rotačních motorech [4].



Obrázek 3 Rozdělení pneumatických motorů

1.3 Rotační pneumatické motory

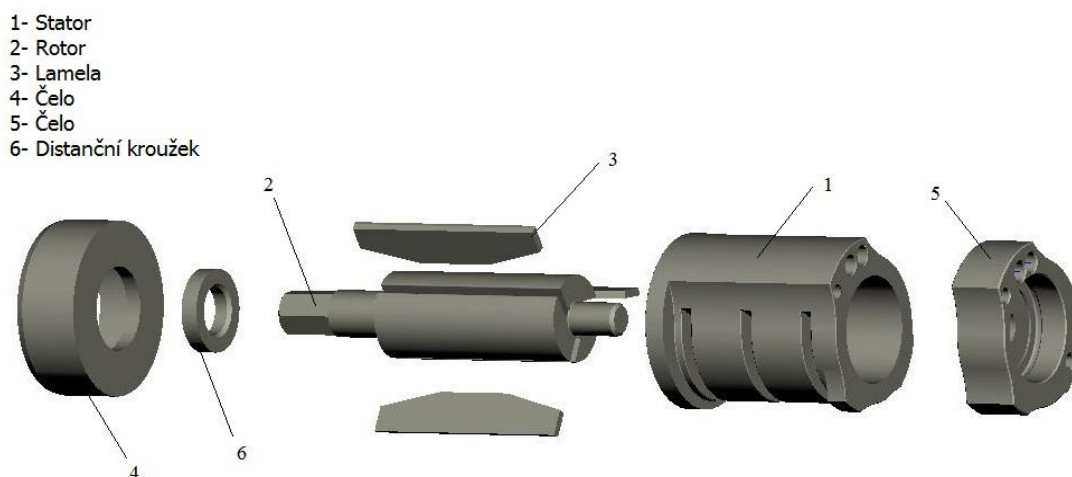
Rotační pneumatické motory se dělí na radiální a axiální. Radiální motory pracují se stlačeným vzduchem, který je přiváděn v jiném směru než osovém. U axiálních motorů, nejčastěji pístových, jsou písty uloženy rovnoběžně s výstupní osou hřídele[4].

1.3.1 Radiální pneumatické motory

Radiální pneumatické motory pracují se vzduchem, který koná práci v jiném směru než osovém [4].

1.3.1.1 Pneumatický lamelový motor

Pneumatický lamelový motor je jedním z nejstarších pneumatických motorů. Jeho přednost tkví v jednoduché konstrukci viz obrázek 4, příloha 3. Pracovní komoru tvoří pouze pět součástí. Rotor je uložen excentricky ve statoru. V rotoru se nachází radiálně uložené drážky, ve kterých se pohybuje lamela. Pracovní komora je zcela uzavřena čely a distančním kroužkem. V pracovní komoře působí tlakový vzduch na plochy vysunutých lamel. Vzduch je přiváděn do komory s nejmenším objemem, kde dochází k jeho rozpínání, a tím postupnému zvětšování objemu komory [1].



Obrázek 4 Pneumatický lamelový motor

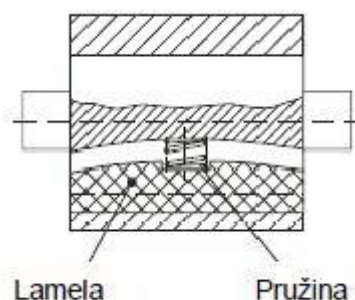
Díky jednoduché konstrukci je možné rozdělit lamelové motory v závislosti na smyslu otáčení viz obrázek 5. Pouhou změnou umístění přívodu vzduchu lze změnit otáčky motoru. Smysl otáčení je závislý na umístění přívodu vzduchu vzhledem k místu, kde dochází ke kontaktu rotoru se statorem [1].



Obrázek 5 Rozdělení pneumatických motorů podle smyslu otáčení

Další možné rozdělení je podle způsobu rozběhu. Touto konstrukcí lze ovlivnit startovací momenty. Lamela je přitlačována na vnitřní stranu rotoru v nejjednodušším případě pouze odstředivou silou. Odstředivá síla je závislá na úhlové rychlosti a rozměru vysunutí lamely. Rozběh motoru je v tomto případě závislý na počáteční poloze lamel. Možnosti nuceného přitlaku lamely [1].

- pružinou (obrázek 6)
- kopírovacím kroužkem
- podzvukovým spouštěním



Obrázek 6 Nucený výsun pružinou dle [1]

U pneumatických lamelových motorů je možný i bezmazný provoz. Podstata bezmazného provozu spočívá v použití ušlechtilých ocelí. U bezmazného provozu dochází ke snížení výkonu o 10-15 % oproti motorům kde dochází k mazání. Provoz s olejem významně zlepšuje délku životnosti a tím dobu použitelnosti. Zde se používá 1-2 kapky oleje na 1m³ spotřebovaného vzduchu [1].

1.3.1.2 Zubové pneumatické motory

Zubový pneumatický motor (viz obrázek 7) se skládá z tělesa motoru, ve kterém jsou uložena dvě zubová kola. Jedno zubové kolo je pevně spojeno s výstupní hřídelí a druhé kolo slouží k vytváření krouticího momentu. Pracovní komora je z obou čelních stran tvořena těsníci deskami. Stlačený vzduch je přiváděn do vstupní komory přívodem. Tlačí na boky zubů kol a uvádí je do rotace. Tlak vzduchu na výstupu je velice blízký tlaku atmosférickému. Odvod vzduchu je zajištěn odfukovým kanálem. Záběrová zubová kola do sebe zapadají. Mohou být se zuby přímými, šikmými nebo šípovými [4].

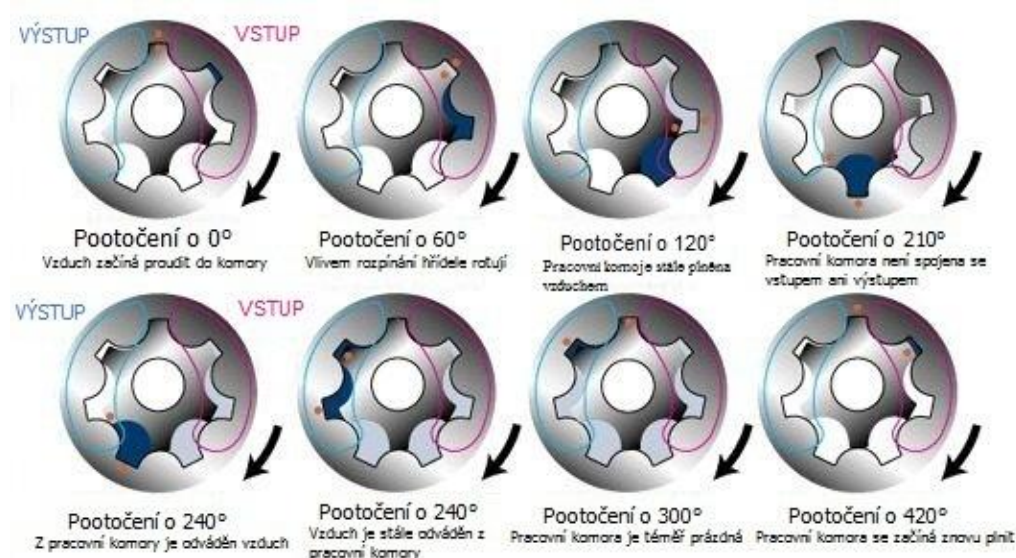


Obrázek 7 Zubový motor dle[1]

Konstrukce zubových motorů umožňuje snadnou reverzaci otáček a to pouze výměnou vstupního kanálu za výstupní [1].

Zubový motor typu Gerotor

Tyto pneumatické motory poskytují vysoký krouticí moment při nízkých otáčkách bez nutnosti dalších převodů. Silové prvky poskytují krouticí moment až 28 Nm v rozsahu otáček 20-100 ot/min při maximálním vstupním tlaku 1MPa. Pracovní komora je tvořena mezi vnitřní a vnější hřídelí a čely. Hřídele jsou tvořeny zubovými koly a obě konají rotační pohyb. Stlačený vzduch je přiváděn a odváděn axiálně. Vnitřní kolo má o jeden zub méně. Relativní pohyb mezi vnitřní a vnější hřídelí je jeden zub na otáčku. Princip zubového motoru typu gerotor je naznačen na obrázku 8. Tečka slouží k lepšímu pochopení relativního pohybu. Výhodou těchto motorů je možnost jednoduchého brzdění, kde se brzdí vnější hřídel [5].

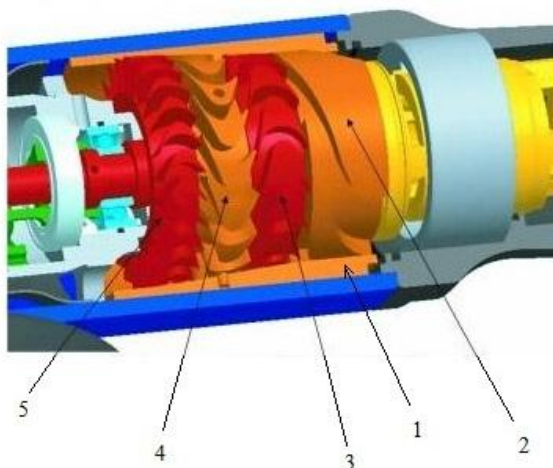


Obrázek 8 Popis zubového motoru gerotor dle[6]

1.3.1.3 Turbínový pneumatický motor

Turbínový motor na obrázku 9 se skládá z tělesa statoru, rotoru, parciálního ostříku a dvou oběžných kol. Těleso statoru je tvořeno částečným (parciálním) ostříkem a statorovými lopatkami. Tlakový vzduch je pomocí částečného ostříku přiveden na první oběžné kolo. V ostříku značně klesne tlak vzduchu, tím dochází ke zvýšení jeho kinetické energie. Po průchodu ostříkem vstupuje vzduch s nadzvukovou rychlostí na první oběžné kolo. Zde se z velké části přemění kinetická energie na pracovní rotační pohyb. Prošlý vzduch je dále usměrňován statorovými lopatkami na druhé oběžné kolo, kde se zbytková energie přemění na krouticí moment [1].

- 1- Stator
- 2- Parciální ostřík
- 3- První oběžné kolo
- 4- Statorové lopatky
- 5- Druhé oběžné kolo



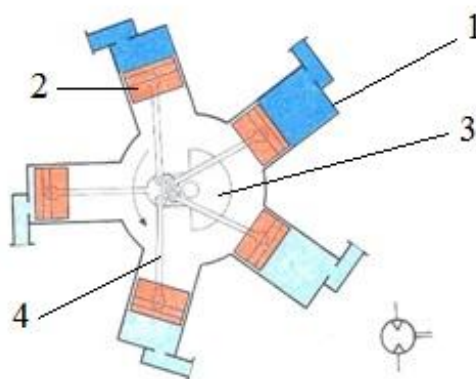
Obrázek 9 Turbínový pneumatický motor dle[1]

K usměrnění směru vzduchu mezi oběžnými koly dochází proto, aby se druhé oběžné kolo otáčelo stejným směrem jako první. Turbínový pneumatický motor pracuje na principu přetlakové turbíny. Tlak na vstupu je větší než na výstupu. U těchto motorů nedochází ke kontaktu mezi součástmi a tím ani ke tření. Z tohoto důvodu mají mnohonásobně vyšší životnost než lamelové motory. Dále umožňují bezmazný provoz [1].

1.3.1.4 Pístový radiální pneumotor

Radiální pístový pneumotor na obrázku 10 koná práci, převedením přímočarých vratných pohybů pístů na pohyb rotační. Transformace je umožněna konstrukcí motoru. Ve válci písty konají přímočarý vratný pohyb. Válce jsou umístěny rovnoměrně po obvodu kolmo na osu rotace. Píst je spojen s klikovou hřídelí pomocí ojnice. Vstup a výstup vzduchu je tvořen samostatným kanálem, opatřený jednosměrným kanálem. Lichý a větší počet válců zajišťuje vyšší rovnoměrnost chodu. [4]

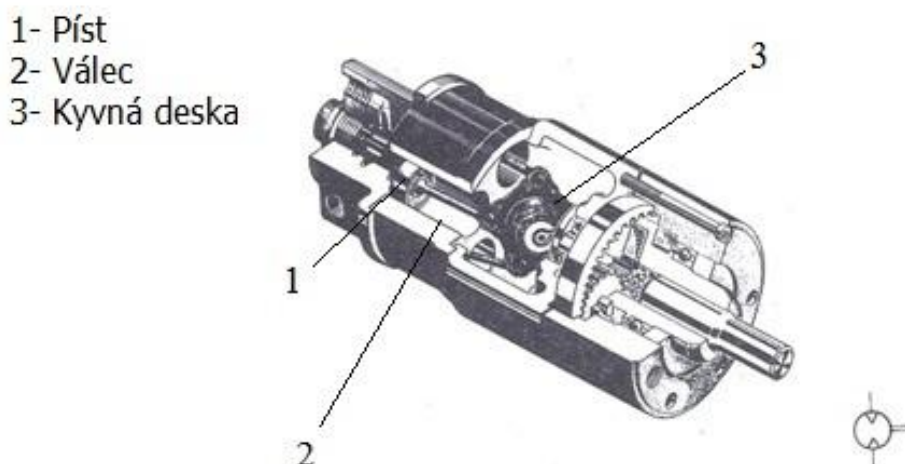
- 1- Válec
- 2- Píst
- 3- Setrvačník
- 4- Ojnice



Obrázek 10 Radiální pneumatický motor dle [4]

1.3.2 Axiální pneumatický motor

Obrázek 11 naznačuje princip činnosti motoru. Axiální pneumatický motor převádí přímočarý vratný pohyb pístu ve válci přes kyvnou desku na rotační pohyb. Motory se vyrábějí s pěti válci, přičemž pro dosažení rovnoměrnějšího průběhu chodu motoru pracují vždy dva válce současně [4].

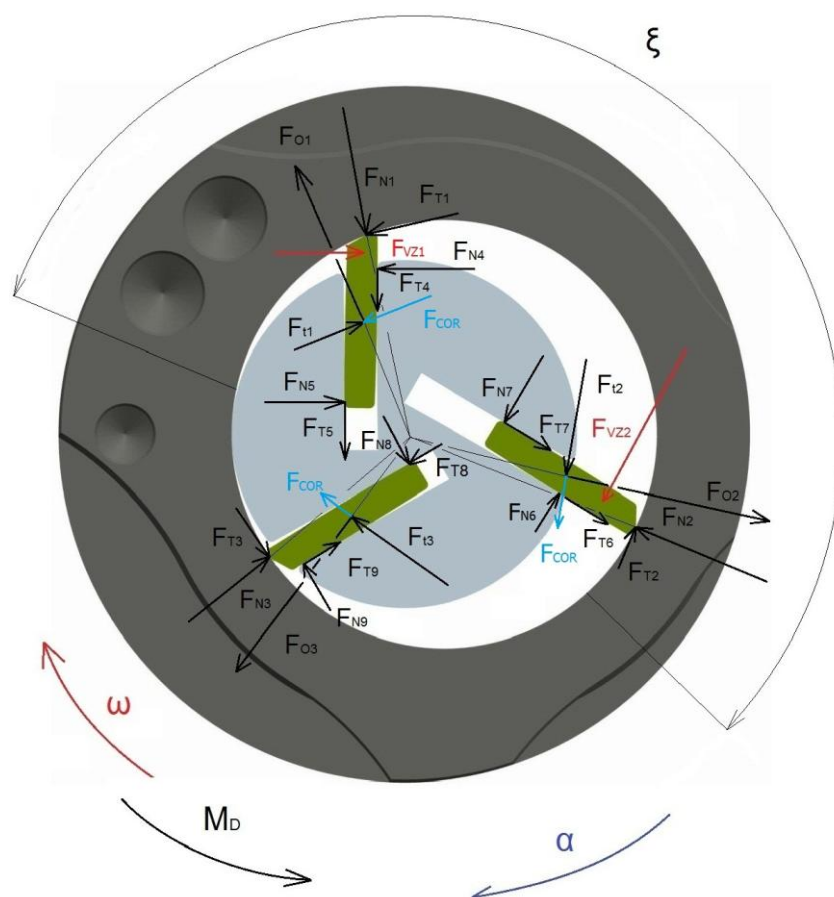


Obrázek 11 Axiální pneumatický motor dle [4]

1.4 Popis dynamických sil působících v lamelovém motoru

Práce je z důvodu výpočtu zjednodušena takovým způsobem, že lamela má pouze tři stupně volnosti. V ideálním případě má lamela jeden stupeň volnosti - posuvný. Z výrobních důvodů vlivem nepřesností, má lamela šest stupňů volnosti. V této práci bude uvažován pohyb lamely ve dvou posuvných směrech a jednom rotačním pohybu. Nebudou brány v úvahu síly působící mezi čely a lamelami. Dalším zjednodušujícím předpokladem je přímá úměra mezi velikostí síly na působící ploše.

Na obrázku 12 je naznačeno zjednodušené schéma působících sil na pneumatický lamelový motor. Velikosti úseček znázorňujících síly mají pouze orientační charakter, nejsou tedy v poměru se skutečnou velikostí působících sil.

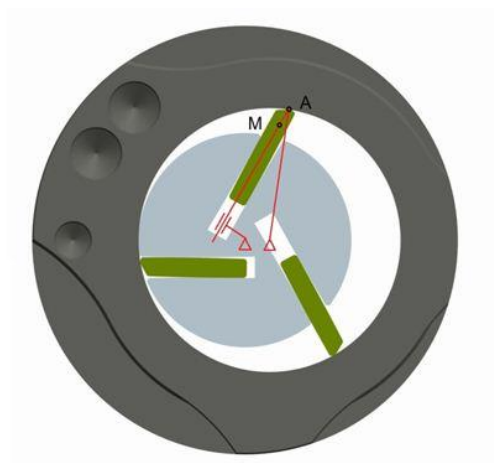


Obrázek 12 Popis silových poměrů

Hnací síla F_{VZ} působící v těžišti dané části lamely, odpovídající pomyslnému rozměru mezi statorem a rotorem. Hnací síly působí v intervalu odpovídající úhlu ξ . Na konci tohoto intervalu začínají odfuky odvádět vzduch, který již vykonal práci. Tyto síly ještě doznívají v určitém intervalu. Síla F_{VZ3} je v tomto okamžiku nulová. Těžiště lamel neleží na stejné ose jako těžiště rotoru. Z tohoto důvodu na lamely působí odstředivá F_O a tangenciální síla F_t . Rotor koná rotační unášivý pohyb a lamela relativní posuvný pohyb. Z tohoto důvodu na lamelu působí Coriolisova síla F_{COR} . Hnací síla spolu s Coriolisovou silou způsobí vlivem volného uložení reakční síly v drážce F_{N4-9} a F_{T4-9} . Kde F_n je normálová síla a F_T je třecí síla. Odstředivá síla způsobí opření lamely o vnitřní plochu statoru. V místě styku vzniká normálová síla F_{N1-3} a třecí síla F_{T1-3} . Proti směru úhlového zrychlení působí dynamický momentů[8].

1.5 Kinematický popis pneumatického lamelového motoru

Z kinematického hlediska, jak bylo výše poznamenáno, můžeme pohyb rozdělit na unášivý pohyb rotoru a relativní pohyb, který koná lamela. Kinematický rozbor je proveden na kulisovém mechanismu. Kulisový mechanismus je naznačen na obrázku 13. Bod A značí bod kontaktu lamely se statorem, bod M je působiště hnací síly.

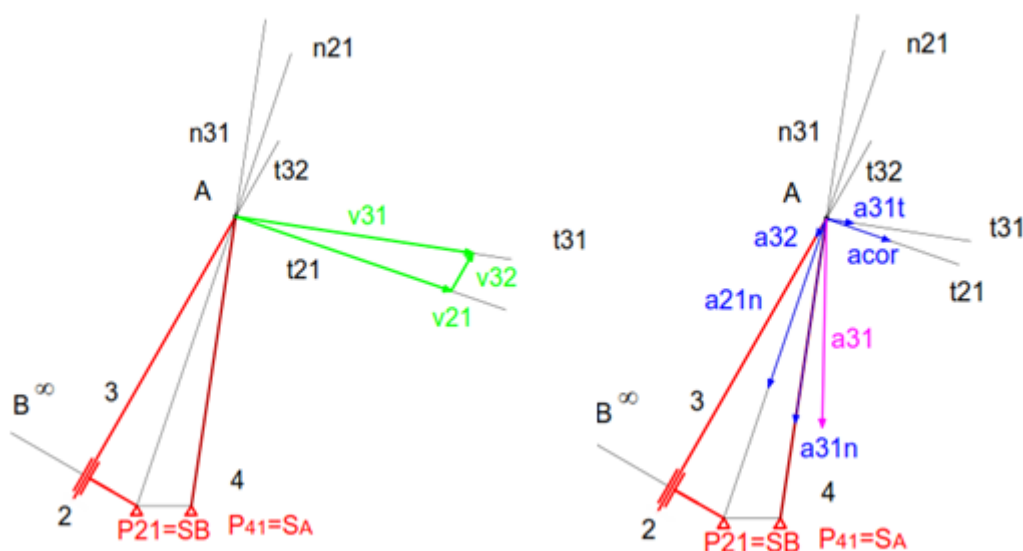


Obrázek 13 Naznačení kulisového mechanismu

Na obrázku 14 jsou zobrazeny kinematické rozklady rychlostí a zrychlení v obecné poloze kulisového mechanismu. Indexy 21 jsou spojeny s významem unášivého pohybu. Indexy 32 jsou ve smyslu relativní rychlosti. Indexy 31 označují výsledné hledané veličiny.

Výsledná rychlost v_{31} je tvořena vektorovým obrazcem složeným z relativní a unášivé rychlosti. Unášivá rychlost v_{21} má stále stejný smysl v celém rozsahu pohybu. Směr vektoru relativní rychlosti v_{32} se v průběhu jedné otáčky mění.

Při změně smyslu relativní rychlosti dojde ke změně smyslu Coriolisova zrychlení a tím také Coriolisovi síly. Coriolisovo zrychlení leží na tečně relativního pohybu.



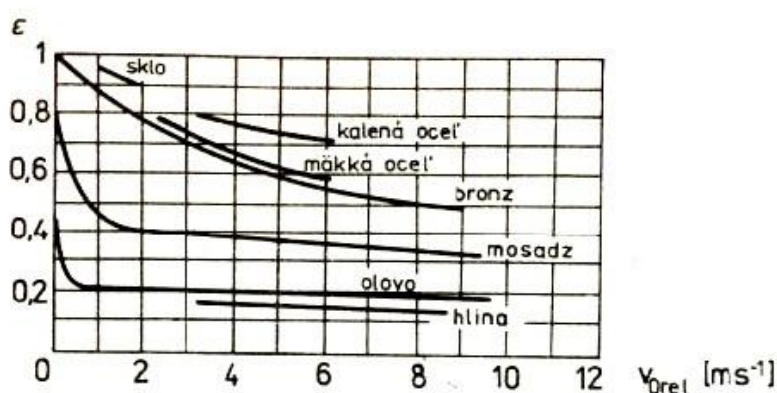
Obrázek 14 Konstrukce rychlosti a zrychlení

2 Provedená měření

2.1 Měření koeficientu restituce

2.1.1 Teorie měření restituce

Polopružný ráz dvou těles popisuje reálné chování těles po srážce. Teorie polopružného rázu je založena na zákonu zachování hybnosti (1) a na Newtonovu předpokladu (2). Koeficient restituce je schopnost hmotných bodů vrátit se ke svému původnímu tvaru po deformaci, ke které dojde v průběhu střetu. Na obrázku 15 jsou znázorněny průběhy koeficientů restituce v závislosti na rychlosti.



Obrázek 15 Koeficient restituce různých materiálů

Koeficient restituce není konstanta, je závislý na rychlosti těles. Z uvedeného grafu je zřejmé, že při malých rychlostech výrazně vzrůstá koeficient restituce.

Zákon zachování hybnosti:

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = m_1 \cdot v_1^* + m_2 \cdot v_2^* \quad (1)$$

Newtonův předpoklad:

$$v_1^* - v_2^* = -k \cdot (v_1 - v_2) \quad (2)$$

Z Newtonova předpokladu vyjádříme koeficient restituce k :

$$k = \frac{v_1^* - v_2^*}{v_2 - v_1} \quad (3)$$

v_1 rychlost kuličky před dopadem

v_1^* rychlost kuličky po dopadu

v_2 rychlost tělesa před dopadem

v_2^* rychlost druhého tělesa po dopadu

Z uvedeného vyjádření je patrné, že rychlosti s indexem 2 budou nulové. Za rychlosti můžeme dosadit:

$$v_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (4)$$

$$v_1^* = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (5)$$

Výsledný vztah pro výpočet koeficientu restituce bude:

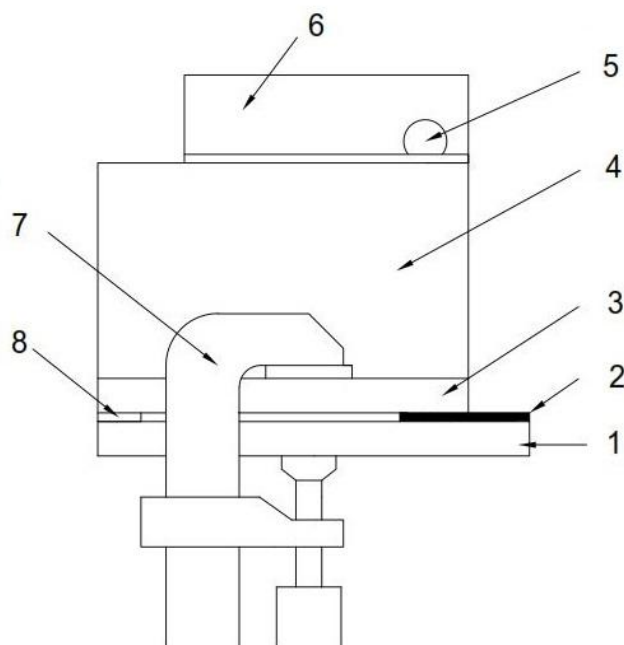
$$k = \sqrt{\frac{h}{H}} \quad (6)$$

2.1.2 Metoda měření

Metoda měření je založena na snímání výšky odskoku kuličky od pevně uložené lamely. Přípravek je schematicky naznačen na obrázku 16. Kulička padá na lamelu z výšky H a odskočí do výšky h , vlivem deformace lamely nedochází k odskoku kuličky na původní výšku. Při měření byl zanedbán odpor prostředí. Po dopadu docházelo k nepatrnému odchýlení kuličky od svislé osy. Toto odchýlení se projeví až na třetím desetinném místě, proto je zanedbáno. K měření byly použity kuličky třech různých hmotností tabulka 2, tabulka 3 a tabulka 4. Lamela je pevně uložena mezi dvěma deskami, kde je přítlak zajištěn pomocí truhlářské svěrky.

Kulička je přivedena pomocí nakloněné roviny na příslušnou počáteční výšku a padá volným pádem na upevněný vzorek lamely. Vzhledem k velice malému sklonu vedení je rychlost kuličky velmi nízká. Z tohoto důvodu můžeme její rychlost ve vodorovném směru zanedbat. Kulička byla snímána pomocí rychlokamery Olympus i-SPEED 3.

- 1- Základní deska
- 2- Lamela
- 3- Přítlačná deska
- 4- Podložka vedení
- 5- Kulička
- 6- Vedení kuličky
- 7- Truhlářská svěrka
- 8- Podložka



Obrázek 16 Přípravek na měření restituce

Naměřené hodnoty:

Tabulka 2: Měření pomocí kuličky hmotnosti $m_1 = 16,3\text{g}$

Měření pomocí kuličky hmotnosti $m_1 = 16,3\text{g}$				
Číslo měření n	Naměřená hodnota [pxi]	Aritmetický průměr p_x [mm]	Odchylka ($p_x - p_{xi}$)	Čtverec odchylek $(p_x - p_{xi})^2$
1	0,86866	0,88257	0,01391	0,00019
2	0,87427		0,00830	0,00007
3	0,88675		-0,00418	0,00002
4	0,88881		-0,00624	0,00004
5	0,88399		-0,00142	0,00000
6	0,89019		-0,00761	0,00006
7	0,88950		-0,00693	0,00005
8	0,86866		0,01391	0,00019
9	0,88537		-0,00280	0,00001
10	0,88950		-0,00693	0,00005

Výpočet pravděpodobné chyby aritmetického průměru:

$$g = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (p_x - p_{xi})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \sqrt{\frac{0,00068}{10 \cdot (10-1)}} = 0,001827 \quad (7)$$

Tabulka 3: Měření pomocí kuličky hmotnosti $m_2 = 7,05\text{g}$

Měření pomocí kuličky hmotnosti $m_2 = 7,05\text{g}$				
Číslo měření n	Naměřená hodnota [pxi]	Aritmetický průměr \bar{p}_x [mm]	Odchylka ($p_x - \bar{p}_x$)	Čtverec odchylek $(p_x - \bar{p}_x)^2$
1	0,76195	0,85671	0,09476	0,00898
2	0,84804		0,00867	0,00008
3	0,87504		-0,01833	0,00034
4	0,86810		-0,01139	0,00013
5	0,86183		-0,00512	0,00003
6	0,86494		-0,00823	0,00007
7	0,87164		-0,01493	0,00022
8	0,88465		-0,02794	0,00078
9	0,86946		-0,01274	0,00016
10	0,86147		-0,00476	0,00002

Výpočet pravděpodobné chyby aritmetického průměru:

$$g = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (p_x - p_{xi})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \sqrt{\frac{0,00039}{10 \cdot (10-1)}} = 0,00140 \quad (8)$$

Tabulka 4: Měření pomocí kuličky hmotnosti $m_3 = 0,5\text{g}$

Měření pomocí kuličky hmotnosti $m_3 = 0,5\text{g}$				
Číslo měření n	Naměřená hodnota [pxi]	Aritmetický průměr \bar{p}_x [mm]	Odchylka ($p_x - \bar{p}_x$)	Čtverec odchylek $(p_x - \bar{p}_x)^2$
1	0,82023	0,82251	0,00228	0,00001
2	0,81049		0,01201	0,00014
3	0,81500		0,00751	0,00006
4	0,82542		-0,00291	0,00001
5	0,82320		-0,00069	0,00000
6	0,83205		-0,00954	0,00009
7	0,82985		-0,00734	0,00005
8	0,82616		-0,00365	0,00001
9	0,81799		0,00452	0,00002
10	0,82468		-0,00217	0,00000

Výpočet pravděpodobné chyby aritmetického průměru:

$$g = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (p_x - p_{xi})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \sqrt{\frac{0,00039}{10 \cdot (10-1)}} = 0,00140 \quad (9)$$

Závěr měření koeficientu restituce:

Měření koeficientu restituce je výrazně ovlivněno způsobem upevnění lamely. Největší nepřesnost do zkoušky vnáší tloušťka a materiál lamely. Lamela, použitá pro pokus, odpovídá lamele použité v tomto typu motoru. Její tloušťka je 1,2mm a do výsledného koeficientu se výrazným způsobem projeví tuhost základní desky.

Z teorie polopružného rázu vychází, že nezáleží na hmotnosti zkoumaných předmětů. Pro rozdílné hmotnosti kuliček vycházejí značné rozdíly. Rozdíly jsou způsobeny vlivem základní desky. Kulička dopadající ze stejné výšky o vyšší hmotnosti má větší setrvačnost. Vlivem setrvačnosti se lamela zdeformuje do větší hloubky a do koeficientu restituce se projeví koeficient restituce základní desky.

Pro měření je použit výsledný koeficient restituce $k = 0,85393$.

2.2 Měření koeficientu tření

2.2.1 Teorie měření

Pojmu tření obvykle rozumíme, jako vzájemné působení dvou či více různých stýkajících se těles, které brání jejich vlastnímu relativnímu pohybu. Tření rozdělujeme na vnitřní a vnější. Vnější tření nastává při styku a vzájemném působení dvou těles na obrázku. Vnitřní tření označujeme takové tření, kde dochází ke tření mezi částicemi pouze jednoho tělesa.

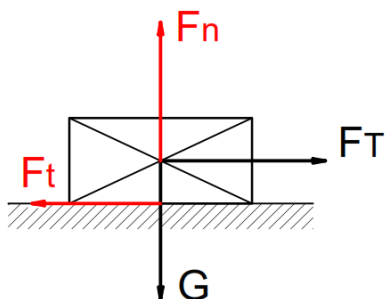
Vnější smykové tření se dále dělí na klidové a smykové[7].

Tření klidové

Klidové tření (obrázek 17) brání vniku pohybu jednoho tělesa po druhém. Pokud na těleso působí zvětšující tahová síla pak se klidová síla tření F_t mění od 0 do mezní hodnoty F_{mez} , kde platí $F_{mez} \leq F_t$ [7].

Maximální klidové tření je úměrné mikroskopické dotykové ploše S . Ta je ovšem úměrná tlaku mezi povrchy. Klidová třecí síla je dána součinem tlaku a mikroskopickou dotykovou plochou, proto je tato plocha nezávislá na mikroskopickém dotyku a závisí jen na tlakové síle \Rightarrow Coulombův zákon tření (nezávisí na velikosti kontaktních ploch). Platí následující vztahy:

Třecí síla F_t je reakce, která působí proti pohybu tělesa vyvolaného tahovou silou F_T . Normálová reakce F_n je stejně velká jako tíhová síla G , ale opačného smyslu. Na obrázku je naznačeno silové působení [7].



Obrázek 17 Silové poměry tření

Vyjádření rovnic z obrázku:

$$\text{osa } x: F_T - F_t = 0 \quad (10)$$

$$\text{osa } y: F_n - G = 0 \quad (11)$$

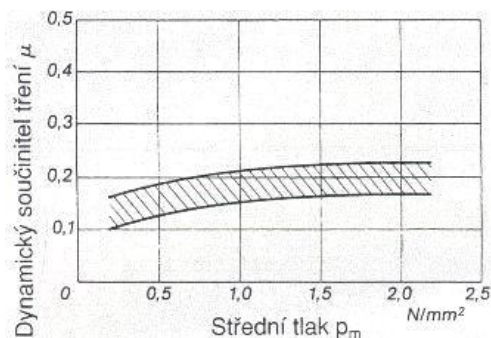
$$F_n = G = m \cdot g, \quad (16) \quad F_t = F_T = f \cdot F_n = f \cdot p \cdot S \quad (17) \quad \Rightarrow F_T = f \cdot F_n = f \cdot m \cdot g = f \cdot p \cdot S \quad (12)$$

$$\Rightarrow f = \frac{F_T}{p \cdot S} = \frac{F_T}{\frac{m \cdot g}{S} \cdot S} = \frac{F_T}{m \cdot g} \quad (13)$$

Z výsledné rovnice pro výpočet tření (13) vyplývá, že výsledný koeficient tření závisí na tažné síle F_T , hmotnosti, tíhovém zrychlení a nezáleží na ploše zkoušeného tělesa podle vztahu 13.

Smykové tření

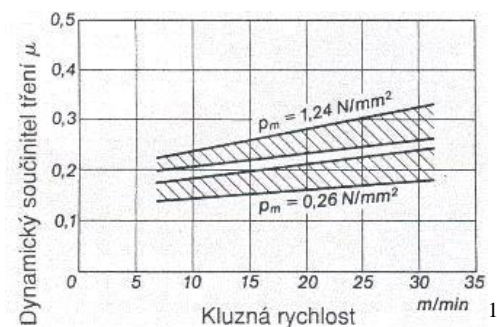
Smykové tření brání již vzniklému pohybu jednoho tělesa po druhém. Pro smykové tření platí stejné vztahy jako pro výpočet klidového tření. V následujícím obrázku 18 je znázorněn charakter dynamického (smykového) tření v závislosti na různém přítláčném tlaku. Je zřejmé, že při zvětšujícím se tlaku roste součinitel dynamického tření. Nárůst tlaku lze dosáhnout zvětšením zatížení nebo zmenšením stykové plochy [7].



Obrázek 18 Smykové tření

Další vlastností smykového tření podle Coulomba je, že při zvyšování rychlosti dochází k nárůstu smykového tření. Avšak po překonání určité meze součinitel smykového tření klesá. Proto nastává smyk snadněji ve velkých rychlostech. Při relativně malých rychlostech však dochází k nárůstu součinitele tření, jak je vidět na obrázku 19. K určení smykového součinitele tření je závislost na kluzné rychlosti. Poté se součinitel smykového tření vypočte ze vztahu (14) [7].

$$F_T = v \cdot f \quad (14)$$



Obrázek 19 Závislost smykového tření na rychlosti

Dalším činitelem vstupujícím do koeficientu je tření s mazáním a tření bez mazání.

2.2.2 Metoda měření

Měření vychází ze snímání tažné síly F_T v závislosti na tíhové síle G . Tažná síla je měřena pomocí snímače tahových sil v niti. Měření tažné síly je rozděleno do dvou samostatných částí. První měření je provedeno pomocí snímače tahových sil. Druhé měření je založeno na odměřování tažné síly, vyvolanou nádobkou, do které je přisypáván písek.

¹ Uvedené grafy jsou pro materiál "S", ultravysokomolekulární nízkohustotní polyetylén. Mají pouze informativní charakter.

Součinitel tření je zkoumán mezi povrchem lamely a povrchem statoru a rotoru. Lamela je vyrobena z materiálu označeného Tufnol. Tufnol je kompozitní materiál tvořený fenolovou pryskyřicí a tkanou nebo lněnou bavlnou. Stator i rotor jsou vyrobeny z ušlechtilé nástrojové legované oceli žíhané na měkko. Drsnost povrchu statoru v místě styku lamely je $R_a = 0,4$. Drsnost povrchu rotoru v drážce, kde se pohybuje lamela je $R_a=0,8$.

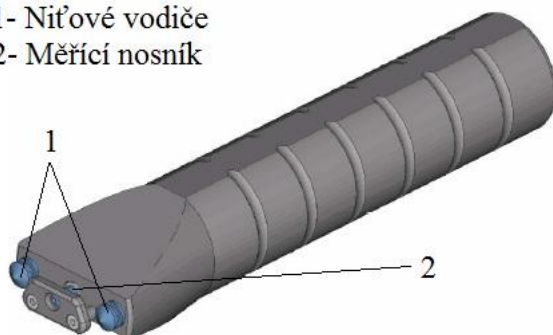
Vzhledem k zanedbatelnému vlivu mechanických vlastností materiálu na koeficient, byla jako zkušební vzorek, nahrazující plochu rotoru a statoru, vybrána plochá tyč válcovaná za tepla. Rozhodující vliv na výsledné tření má v první řadě drsnost materiálu. Zkušební vzorek má drsnost mezi hodnotou $Ra = 0,4 - 0,8$. Z tohoto důvodu je výsledné tření použito v dynamické analýze, jak pro tření mezi statorem a lamelou, tak i mezi rotorem a lamelou.

2.2.2.1 Měření tažné síly pomocí snímače tahových sil

Měření tahových sil pomocí snímače je nepřímé. Tento snímač obrázek 20 slouží k zjištění statických a dynamických tahových sil. Měřená nit nebo osnova se navádějí na dvojici nit'ových vodičů (1) a na měřicí nosník (2). Nit'ové vodiče jsou opatřeny drážkovým vedením.

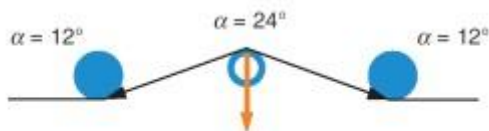
1- Nit'ové vodiče

2- Měřicí nosník

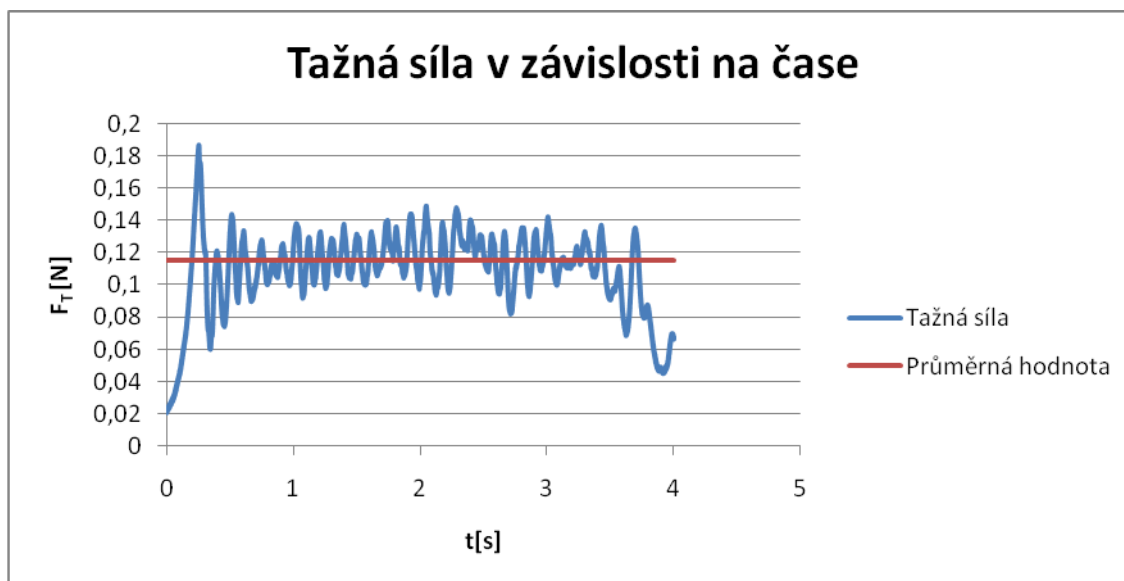


Obrázek 20 Snímač tahových sil

Nit přitom zaujímá polohu odvěsen rovnoramenného trojúhelníku a výslednice sil směřuje na měřicí nosník, kterým je zakončen vhodným deformačním členem obrázek 21.



Obrázek 21 Třecí úhly



Graf 1: Tažná síla v závislosti na čase

Naměřené hodnoty:

Tabulka 5: Součinitel klidového a smykového tření se závažím 20g

Součinitel klidového a smykového tření se závažím 20g								
Číslo měření	Hodnota statického tření f_{ki} [-]	Aritmetický průměr f_k [-]	Odchylka $(f_k - f_{ki})$	Čtverec odchylek $(f_s - f_{si})^2$	Hodnota smykového tření f_{si} [-]	Aritmetický průměr f_s [-]	Odchylka $(f_s - f_{si})$	Čtverec odchylek $(f_s - f_{si})^2$
1	0,26678	0,27138	0,00460	0,00002	0,26236	0,24231	-0,02005	0,00040
2	0,36210		-0,09072	0,00823	0,24685		-0,00454	0,00002
3	0,27890		-0,00752	0,00006	0,23904		0,00327	0,00001
4	0,26900		0,00238	0,00001	0,23379		0,00852	0,00007
5	0,23430		0,03708	0,00137	0,23655		0,00576	0,00003
6	0,23890		0,03248	0,00105	0,23140		0,01091	0,00012
7	0,25270		0,01868	0,00035	0,25320		-0,01089	0,00012
8	0,24790		0,02348	0,00055	0,24220		0,00011	0,00000
9	0,27870		-0,00732	0,00005	0,24120		0,00111	0,00000
10	0,28450		-0,01312	0,00017	0,23650		0,00581	0,00003

Pravděpodobná chyba aritmetického průměru

$$\vartheta_K = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_s - f_{si})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,0119}{10 \cdot (10-1)}} = \pm 0,0077 \quad (15)$$

$$\vartheta_s = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_k - f_{ki})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,0008}{10 \cdot (10-1)}} = \pm 0,0020 \quad (16)$$

Tabulka 6: Součinitel smykového tření se závažím 50g

Součinitel klidového a smykového tření se závažím 50g								
Číslo měření	Hodnota klidového tření f_{ki} [-]	Aritmetický průměr f_k [-]	Odchylka $(f_k - f_{ki})$	Čtverec odchylek $(f_k - f_{ki})^2$	Hodnota smykového tření f_{si} [-]	Aritmetický průměr f_s [-]	Odchylka $(f_s - f_{si})$	Čtverec odchylek $(f_s - f_{si})^2$
1	0,26570	0,27095	0,00525	0,00003	0,23419	0,23171	-0,00249	0,00001
2	0,28850		-0,01755	0,00031	0,22499		0,00672	0,00005
3	0,23470		0,03625	0,00131	0,27800		-0,04629	0,00214
4	0,24850		0,02245	0,00050	0,23492		-0,00321	0,00001
5	0,24260		0,02835	0,00080	0,23492		-0,00321	0,00001
6	0,37360		-0,10265	0,01054	0,23054		0,00117	0,00000
7	0,27310		-0,00215	0,00000	0,21975		0,01195	0,00014
8	0,26390		0,00705	0,00005	0,20030		0,03141	0,00099
9	0,26270		0,00825	0,00007	0,23447		-0,00277	0,00001
10	0,25620		0,01475	0,00022	0,22497		0,00673	0,00005

Pravděpodobná chyba aritmetického průměru

$$\vartheta_K = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_s - f_{si})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,01383}{10 \cdot (10-1)}} = \pm 0,01383 \quad (17)$$

$$\vartheta_s = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_k - f_{ki})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,00340}{10 \cdot (10-1)}} = \pm 0,00409 \quad (18)$$

Tabulka 7: Součinitel tření se závažím 100g

Součinitel klidového a smykového tření se závažím 100g								
Číslo měření	Hodnota klidového tření f_{ki} [-]	Aritmetický průměr f_k [-]	Odchylka $(f_k - f_{ki})$	Čtverec odchylek $(f_k - f_{ki})^2$	Hodnota smykového tření f_{si} [-]	Aritmetický průměr f_s [-]	Odchylka $(f_s - f_{si})$	Čtverec odchylek $(f_s - f_{si})^2$
1	0,27957	0,26438	-0,01519	0,00023	0,20518	0,19774	-0,00744	0,00006
2	0,26450		-0,00012	0,00000	0,18921		0,00852	0,00007
3	0,24370		0,02068	0,00043	0,18882		0,00892	0,00008
4	0,23580		0,02858	0,00082	0,17975		0,01799	0,00032
5	0,23050		0,03388	0,00115	0,19929		-0,00156	0,00000
6	0,34980		-0,08542	0,00730	0,20117		-0,00343	0,00001
7	0,28130		-0,01692	0,00029	0,21198		-0,01424	0,00020
8	0,26039		0,00399	0,00002	0,19335		0,00439	0,00002
9	0,25200		0,01238	0,00015	0,20461		-0,00687	0,00005
10	0,24620		0,01818	0,00033	0,20402		-0,00628	0,00004

Pravděpodobná chyba aritmetického průměru

$$\vartheta_k = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_s - f_{si})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,01007}{10 \cdot (10-1)}} = \pm 0,00727 \quad (19)$$

$$\vartheta_s = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_k - f_{ki})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,00085}{10 \cdot (10-1)}} = \pm 0,00205 \quad (20)$$

Měření s mazáním

Pneumatický lamelový motor použitý v brusce GD S 030-450 B X pracuje se stlačeným vzduchem, ve kterém je mazivo rozprášeno.

Při zkouškách měření součinitele tření s mazáním bylo dosaženo vyšších hodnot součinitelů. Plochy materiálů byly vzájemně odděleny tenkou vrstvičkou maziva. Měření bylo provedeno za předpokladu podobných vlastností použitého maziva a originálního maziva od výrobce. Možnou chybou je tedy rozdílnost vlastností. Dále je otázkou, zda tímto způsobem měření nezjišťujeme pouze vlastnost mazací kapaliny a její viskozity, namísto součinitele tření mezi povrchy.

Z těchto důvodů není měření zahrnuto do výsledného součinitele.

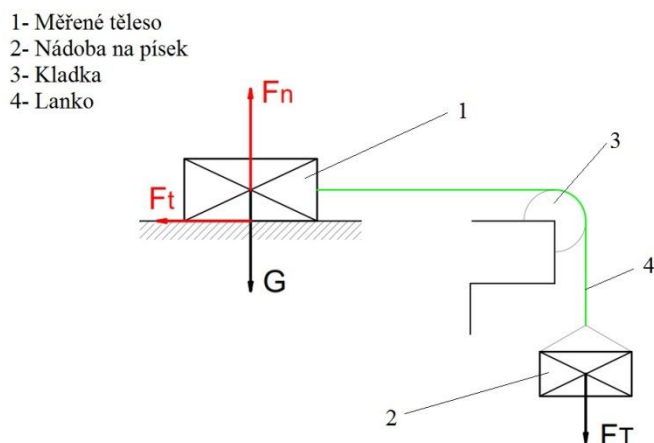
Závěr měření součinitele tření pomocí snímače tahových sil:

U měření tření neodpovídají výsledky předpokládaným hodnotám. Z naměřených hodnot plyne, že se vzrůstající přitlačnou silou G a tedy tlakem, klesá součinitel tření. Chyba při měření mohla vzniknout nespojitostí při zatížení zkušební vzorku. S větší hmotností závaží se zvětšuje objem, v případě závaží stoupá těžiště, tím narůstá moment setrvačnosti, protože je těžiště položeno výše než u závaží s menší hmotností. Dojde k odlehčení přední hrany zkušební vzorku a změně silových poměrů. Výsledné statické tření, bez mazání, naměřené snímačem odpovídá hodnotě $f_s = 0,26890$. Kinematické tření vychází $f_k = 0,22392$. Měření bylo provedeno pouze pro bezmazný provoz. Měření součinitele tření je založeno na jednoduchých principech, ale do vlastního měření vstupují další činitelé, jako moment setrvačnosti závaží, hmotnost závaží, rychlost pohybu, velikost plochy vzorku.

2.2.2.2 Měření tahové síly pomocí nádoby s pískem

U tohoto způsobu měření je měřené těleso (1) na obrázku 23, tvořené z lamely a proměnného závaží spojeno pomocí lanka (4) přes kladku zanedbatelného zaoblení s nádobkou. Nádoba byla postupně plněna sklářským pískem. Při určité hmotnosti dodaného písku dojde k náhlému utržení měřeného tělesa, které koná zrychlený pohyb. Hmotnost byla zvážena na vahách HGS 1500. Tímto způsobem je dosažena hodnota klidového tření.

Hodnota smykového tření by byla zjištěna obdobným způsobem. V tomto případě by po naměření klidového tření došlo k odebrání písku. Následně by byl udělen počáteční impulz. Cílem měření smykového tření je dosáhnout konstantní rychlosti nádobky s pískem. U této metody záleží na subjektivním posouzení konstantní rychlosti a na dráze působení. Z tohoto důvodu je zmiňovanou metodou zjišťován klidový součinitel tření.



Obrázek 23 Schéma měření tření pomocí nádoby s pískem

Naměřené hodnoty jsou zobrazeny v následujících tabulkách:

Tabulka 8: Součinitel klidového tření se závažím 20g

Součinitel klidového tření se závažím 20g				
Číslo měření	Hodnota klidového tření $f_{ki}[-]$	Aritmetický průměr $f_k[-]$	Odchylka ($f_k - f_{ki}$)	Čtverec odchylek $(f_k - f_{ki})^2$
1	0,3725	0,4146	0,0421	0,0018
2	0,5000		-0,0854	0,0073
3	0,4725		-0,0579	0,0034
4	0,3500		0,0646	0,0042
5	0,4275		-0,0129	0,0002
6	0,3650		0,0496	0,0025

Pravděpodobná chyba aritmetického průměru

$$g_k = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_s - f_{si})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,01687}{6 \cdot (6-1)}} = \pm 0,016873 \quad (21)$$

Tabulka 9: Součinitel klidového tření se závažím 50g

Součinitel klidového tření se závažím 50g				
Číslo měření	Hodnota klidového tření $f_{ki}[-]$	Aritmetický průměr $f_k[-]$	Odchylka ($f_{ki} - f_k$)	Čtverec odchylek $(f_{ki} - f_k)^2$
1	0,5430	0,4010	-0,1420	0,0202
2	0,3070		0,0940	0,0088
3	0,2980		0,1030	0,0106
4	0,4210		-0,0200	0,0004
5	0,4660		-0,0650	0,0042
6	0,3710		0,0300	0,0009

Pravděpodobná chyba aritmetického průměru

$$g_k = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_s - f_{si})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,0451}{6 \cdot (6-1)}} = \pm 0,02585 \quad (22)$$

Tabulka 10: Součinitel statického smykového se závažím 100g

Součinitel klidového tření se závažím 100g				
Číslo měření	Hodnota klidového tření $f_{ki}[-]$	Aritmetický průměr $f_k[-]$	Odchylka ($f_{ki}-f_s$)	Čtverec odchylek $(f_{ki}-f_k)^2$
1	0,4945	0,4164	-0,0781	0,0061
2	0,3390		0,0774	0,0060
3	0,4140		0,0024	0,0000
4	0,3670		0,0494	0,0024
5	0,3950		0,0214	0,0005
6	0,4890		-0,0726	0,0053

Pravděpodobná chyba aritmetického průměru

$$g_k = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_s - f_{si})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,0203}{6 \cdot (6-1)}} = \pm 0,01733 \quad (23)$$

Závěr měření součinitele tření pomocí nádoby s pískem:

Koeficient statického tření zjišťovaný pomocí nádoby s pískem vychází $f_s = 0,4106$. Měření je založeno na velice jednoduché metodě, ale vlastní provedení je dosti složité. Při měření docházelo ke značným rozdílům koeficientů způsobené velkým přírůstkem hmoty závaží.

3 Konstrukční a výpočtová část

Modely součástí byly vytvořeny v programu ProEngineer v prostředí „standart“. Dynamická analýza byla provedena v prostředí „mechanism“. Součásti byly sestaveny pomocí statických a kinematických vazeb v prostředí „standart“. Dále byly doplněny o další vazby v prostředí „mechanism“. Z důvodu selhávání analýz, musely být některé díly konstrukčně upraveny tak, aby vyhovovaly výpočtovým požadavkům prostředí „mechanism“.

Modely statoru, distančního kroužku, obou čel jsou vytvořeny standardní cestou bez žádných speciálních úprav pro výpočet. Práce se dále zabývá modelováním nejproblematictějších součástí z hlediska simulace pohybu - lamely a rotoru.

3.1 Konstrukční úprava lamely

Lamela je v celém modelu nejvíce konstrukčně upraveným dílem. Lamela se v sestavě pohybuje se třemi stupni volnosti. Z tohoto důvodu musela být zavazbena pomocí vazby „cam“. Tato vazba nedovoluje spojení dvou rovinných ploch. Oproti modelu lamely obrázek 24, byla skica upravena takovým způsobem, že boky musely být zaobleny na rádius 150 milimetrů. Část lamely, kde docházelo ke kontaktu se statorem, musela být také zaoblena, ale podstatně menším rádiusem 0,5 mm. Následně všechny ostré hrany, které byly součástí vazby „cam“, byly zaobleny. Na takto vytvořenou skicu bylo v pravidelném intervalu v kritických místech rozmístěno 1400 bodů. Body byly následně propojeny třemi tečně se napojujícími spojitými křivkami. Křivky byly použity z důvodu spojitých průběhů reakčních sil. Lamela pro výpočtový model je zobrazena na obrázku 25.



Obrázek 24 Lamela podle výkresu

Velký počet tvořících bodů zajišťuje přesnější proložení křivkami i přesnost součásti. Takto vytažené těleso nebylo již dále možné nijak konstrukčně upravovat požadovaným odebráním materiálu a to z důvodu „nečistoty modelu“ (není možné odebrat materiál tak, aby nedošlo k přetažení vysunutí).

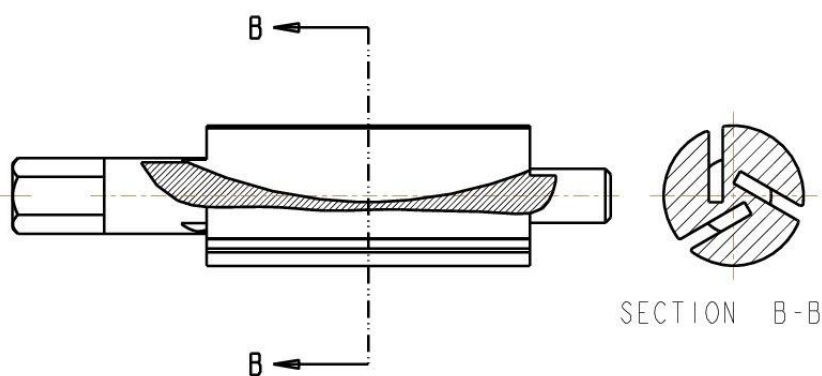


Obrázek 25 Upravená lamela

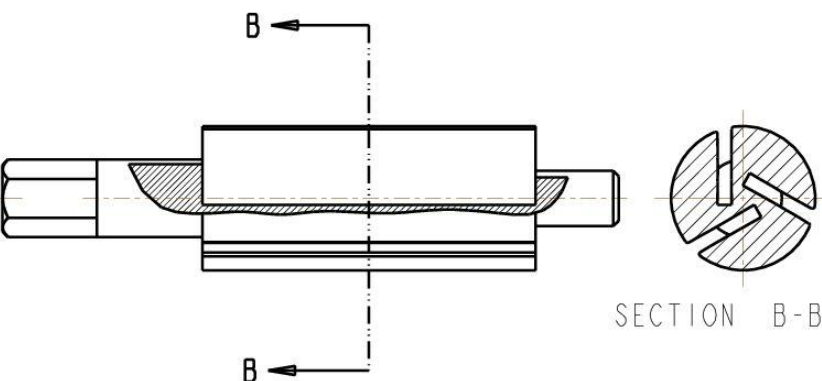
Nárůst hmoty byl vyřešen přepočítáním hustoty lamely, aby výsledná hmotnost odpovídala skutečné hmotnosti součásti.

3.2 Konstrukční úprava rotoru

Z původního rotoru na obrázku 26 byla upravena drážka pro lamelu. Z důvodu nutnosti použití vazby „cam“ jsou boky drážek zaobleny. Vazba „cam“ umožňuje vybrat plochu křivky pouze v jednom směru (nelze vybrat plochu do tvaru luku). Z tohoto důvodu bylo použito jednoduchého vytažení zaoblené drážky (obrázek 27) s následným přepočítáním hustoty na stejnou hmotnost jako součást vytvořená podle obrázků. Nespojité bod křivosti se nachází mezi bokem drážky a zaoblením hrany. Tato nespojitost se dále projeví v analýzách. Pokud by byla odstraněna jako v případě lamely křivkou, pak by byl model nefunkční.



Obrázek 26 Rotor podle výkresu



Obrázek 27 Upravený rotor

3.3 Tvorba sestavy

Sestava byla zrealizována v programu ProEngineer „assembled“ v prostředí „standart“ a prostředí „Mechanism“. Vazby použité v sestavě mají charakter statických a kinematických vazeb.

Prostředí „standart“

Jako první model součástí byl vložen stator. Stator je uložen pomocí statické vazby „fix“ tak, že počátek globálního souřadného systému leží v ose rotace rotoru, dále na ploše tvořící čelo statoru. Stator má nula stupňů volnosti. Další vloženou součástí je rotor, zavazbený vazbou „pin“. Vazba „pin“ dovoluje součásti konat jeden stupeň volnosti - rotační pohyb. Vazba dále umožňuje nadefinování hnacího krouticího momentu. Poslední součást potřebná k provedení výpočtu je lamela. Lamela je v tomto prostředí zavazbena pouze vazbou „planar“. Má tři stupně volnosti. Dva stupně volnosti jsou povoleny v posuvných směrech, zbylý stupeň volnosti je rotační. Lamely jsou v motoru tři a všechny jsou vloženy stejným způsobem.

Prostředí „mechanism“

Zde je dosaženo výsledného pohybu lamely. Ten je zajištěn vazbou „cam“, která slouží k zabránění průniku dvou těles. Z tohoto důvodu, jak je výše popsáno, byla lamela konstrukčně upravena. K získání dynamického popisu je pohyb lamely přesně definován pomocí třech vazeb typu vačka. Vazba umožňuje zadání kinematického a dynamického tření a koeficientu restituce. Tření i koeficient restituce jsou zjištěny pomocí experimentálních zkoušek, které jsou popsány níže.

3.4 Kinematická analýza pneumatického lamelového motoru

Kinematická analýza byla provedena grafickým řešením kulisového mechanismu při otáčkách na prázdno. Tento způsob kinematického popsání systému byl zvolen z důvodu názornosti a číselného určení všech složek zrychlení působících na vyšetřovaný bod tělesa.

Grafické řešení kulisového mechanismu

Grafické řešení je provedeno v programu Autocad 2010, při otáčkách 45000 ot/min. Prvním krokem bylo zvolení měřítka délek. Dále bylo zvoleno vhodné měřítko rychlostí a z těchto dvou měřítek bylo dopočítáno měřítko zrychlení.

Kinematické řešení je provedeno v měřítkách:

$$\text{Měřítka délek} \quad \alpha = \frac{l_{pap}[mm]}{l_{skut}[m]} = 1000 \quad (24)$$

$$\text{Měřítka rychlostí} \quad \beta = \frac{v_{pap}[mm]}{v_{skut}[m.s^{-1}]} = 1 \quad (25)$$

$$\text{Měřítka zrychlení} \quad \gamma = \frac{a_{pap}[mm]}{a_{skut}[m.s^{-2}]} = \frac{\beta^2}{\alpha} = \frac{1}{1000} \quad (26)$$

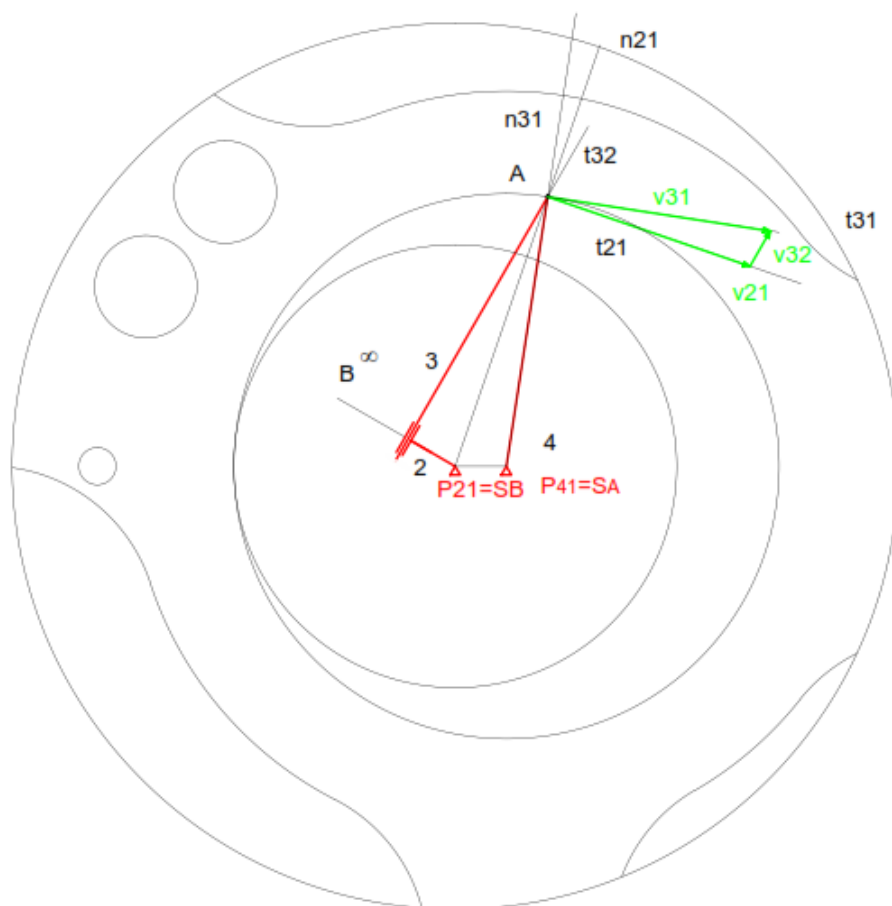
Pro vyšetření rychlostí a zrychlení bylo nutné nejdříve určit střed křivosti bodu, který je vyšetřován. Střed křivosti bodu S_A je totožný s pólem pohybu P_{41} a spojnice P_{41} a bod A určuje tečny a normály výsledného pohybu.

V následujícím rozboru bude vektor \vec{v} brán jako vektor plně určený směrnici nositelky a jeho velikostí. Vektor označený \underline{v} bude brán jako vektor, u kterého známe pouze směr nositelky.

Konstrukce rychlosti

Řešení rychlostí je provedeno pomocí Coriolisova rozkladu na obrázku 28 za konstantní úhlové rychlosti bodu A. Výsledná rychlost v_{31} je tvořena vektorem unášivé rychlosti v_{21} , členu 2 vůči rámu 1 a dále vektorem relativní rychlosti v_{32} členu 3 vůči členu 2. Rovnice 27 popisuje velikost výsledné rychlosti.

$$\vec{v}_{31} = \vec{v}_{21} + \vec{v}_{32} \quad (27)$$



Obrázek 28 Rychlosti

Unášivá rychlost je plně definována. Ze známé konstantní úhlové rychlosti ω a známé vzdálenosti r bodu A od středu otáčení unášivého pohybu je rychlost v_{21} dopočítána ze vztahu 28.

$$v_{21} = r \cdot \omega \quad (28)$$

U relativní a výsledné rychlosti jsou známé nositelky rychlostí. Doplněním vektorového obrazce jsou získány rychlosti v_{32} a v_{31} .

Konstrukce zrychlení

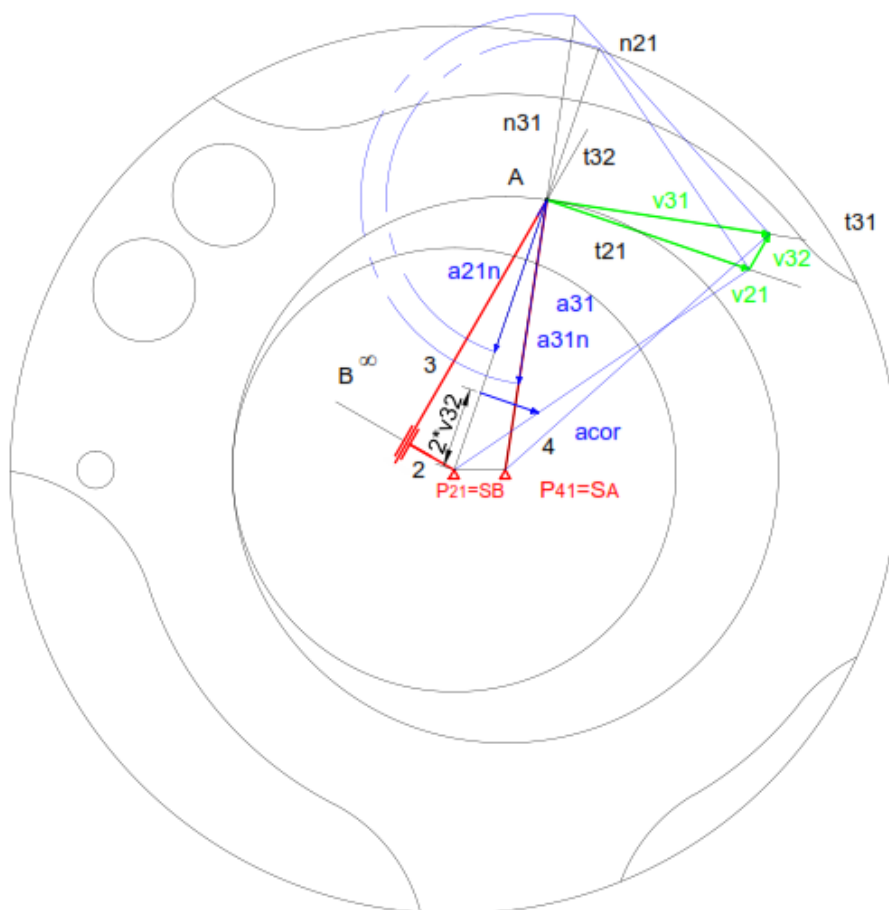
Z výše uvedených kapitol známe všechny rychlosti, tečny a normály unášivého a relativního pohybu. Pro vyřešení výsledného zrychlení a_{31} budeme postupovat podle rovnice (29).

$$\begin{matrix} \vec{a}_{31} = \vec{a}_{21} + \vec{a}_{32} + \vec{a}_{cor} \\ \swarrow \quad \swarrow \quad \swarrow \quad \rightarrow \\ \vec{n} \quad \vec{t} \quad \vec{n} \quad \vec{t} \quad \vec{n} \quad \vec{t} \end{matrix} \quad (29)$$

Tečná složka relativního zrychlení je nulová, protože grafické kinematické řešení je provedeno pro úhlové zrychlení $\varepsilon = 0$. Normálová složka relativního zrychlení je také nulová, protože relativní pohyb je posuvný.

Coriolisovo zrychlení

Coriolisovo zrychlení je tvořeno spojením bodu A s pólem unášivého pohybu P_{21} , ve kterém je vynesena unášivá rychlost \vec{v}_{21} . Na úsečku $\overline{P_{21}A}$ vyneseme $2\vec{v}_{32}$ a v koncovém bodě je vztyčena kolmice. Spojnice P_{21} s koncovým bodem vektoru \vec{v}_{32} z bodu A, vytíná úsečku rovnající se Coriolisovu zrychlení. Orientace je dána otočením relativní rychlosti ve směru úhlové rychlosti rotačního pohybu o $\frac{\pi}{2}$. Konstrukce je naznačena na obrázku 29.

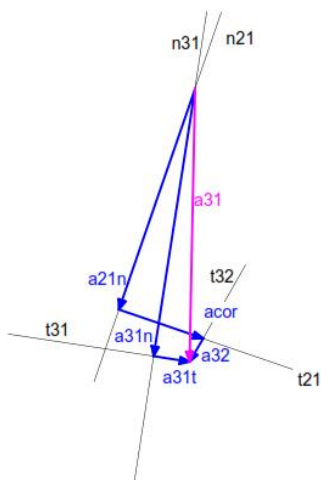


Obrázek 29 Konstrukce Coriolisova, normálových zrychlení

Normálové složky zrychlení

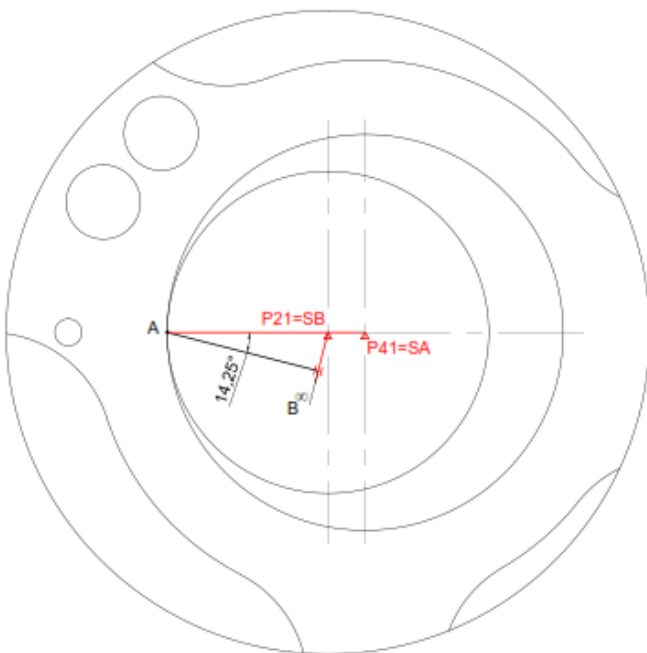
Pomocí Euklidovy věty o odvěsňě, jsou sestrojena normálová zrychlení, která jsou naznačena na obrázku 29.

Výslednice zrychlení \vec{a}_{31} je znázorněna na obrázku 30. Konstrukce výsledného zrychlení vychází z rovnice 6. Sečtením složek vektorů unášivé a relativní rychlosti



Obrázek 30 Výsledné zrychlení

Kinematická analýza je tvořena pomocí 39 poloh mechanismu. Polohy jsou uvedeny v tabulce. Mechanismus je rozkreslen po 10° a dále ve vybraných krajních polohách. Výchozí poloha je zobrazena na obrázku 31.



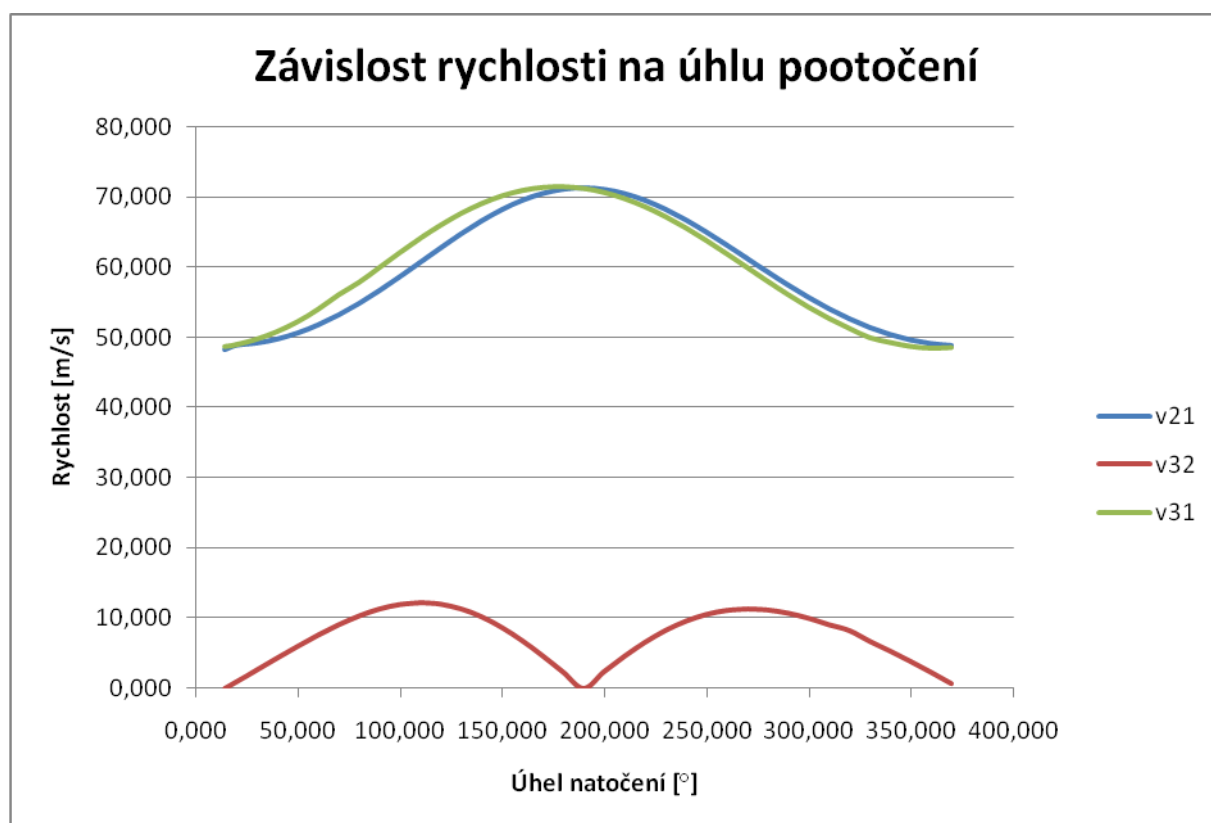
Obrázek 31 Výchozí poloha mechanismu

Naměřené hodnoty rychlostí se nacházejí v následující tabulce:

Tabulka 11: Tabulka naměřených rychlostí

Pozice	Natočení ϕ [°]	Rychlost v_{21} [m/s]	Rychlost v_{31} [m/s]	Rychlost v_{32} [m/s]
1	14,250	48,170	48,750	0,000
2	20,000	48,800	49,030	0,950
3	30,000	49,130	49,810	2,630
4	40,000	49,690	50,900	4,320
5	50,000	50,560	52,300	5,970
6	60,000	51,710	54,060	7,560
7	70,000	53,120	56,110	9,010
8	80,000	54,760	57,880	10,260
9	90,000	56,600	60,000	11,250
10	100,000	58,580	62,120	11,890
11	110,000	60,640	64,150	12,133
12	111,960	61,040	64,540	12,129
13	120,000	62,700	66,030	11,930
14	130,000	64,700	67,700	11,260
15	140,000	66,540	69,090	10,150
16	150,000	68,160	70,190	8,620
17	160,000	69,490	70,960	6,740
18	170,000	70,460	71,390	4,600
19	180,000	71,070	71,490	2,300
20	190,000	71,250	71,250	0,000
21	200,000	71,030	70,670	2,400
22	210,000	70,430	69,800	4,580
23	220,000	69,470	68,640	6,540
24	230,000	68,200	67,240	8,210
25	240,000	66,680	65,630	9,530
26	250,000	64,950	63,850	10,480
27	260,000	63,100	61,950	11,050
28	270,000	61,190	60,000	11,250
29	270,710	61,040	59,860	11,251
30	280,000	59,270	58,040	11,110
31	290,000	57,410	56,150	10,660
32	300,000	55,640	54,370	9,950
33	310,000	54,020	52,760	9,030
34	320,000	52,580	51,340	8,200
35	330,000	51,340	50,020	6,670
36	340,000	50,330	49,330	5,300
37	350,000	49,550	48,770	3,840
38	360,000	49,030	48,520	2,300
39	370,000	48,770	48,610	0,690

V grafu 2 jsou zobrazeny rychlosti jednotlivých členů mechanismu. Graf značí jednu otáčku.



Graf 2: Závislost rychlostí na úhlu natočení

Maximální rychlost unášivého pohybu v_{21} je dosažena při úhlu natočení lamely 190° od vodorovné osy v příloze 1 pozice 12, zde je největší poloměr oblouku, na kterém leží vyšetřovaný

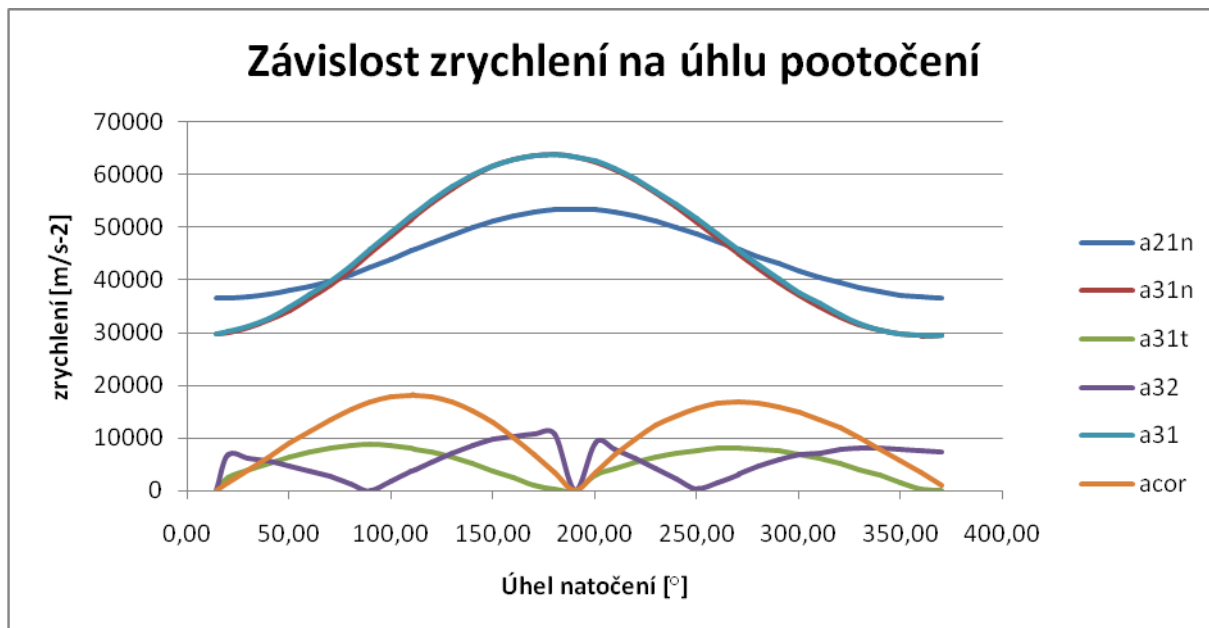
bod A. Normála výsledného pohybu je totožná s horizontální osou mechanismu. Naopak minimální úhlová rychlost vychází v počáteční poloze řešení mechanismu. Zde jsou totožné normály unášivého a výsledného pohybu. Poloměr mezi bodem A a středem otáčení unášivého pohybu je nejmenší.

Maximální rychlost relativního pohybu v_{32} nastává ve dvou případech, pokud normála relativního pohybu n_{32} je totožná s vertikální osou v našem mechanismu. Oba případy jsou uvedeny v příloze 1 pozice 12,29. Minimální relativní rychlost vychází při změně smyslu orientace rychlosti. Tato změna nastává, pokud je normála výsledného pohybu totožná s horizontální osou mechanismu. Nulová rychlost nastává ve dvou případech (příloha 1 pozice 1,20). Výsledná rychlost v_{31} je dána složením unášivé a relativní rychlosti. Její maximální hodnota vychází, pokud je tečna relativního pohybu rovnoběžná s horizontální osou mechanismu. Rychlost je zobrazena v příloze 1 na pozici 19.

Tabulka 12: Tabulka naměřených zrychlení

Pozice	Natočení $\phi[^\circ]$	Zrychlení $a_{21n}[m/s]$	Zrychlení $a_{31n}[m/s^{-2}]$	Zrychlení $a_{31t}[m/s]$	Zrychlení $a_{32}[m/s]$	Zrychlení $a_{31}[m/s]$	Zrychlení $a_{cor}[m/s]$
1	14,25	36560	29710	0	0	29710	0
2	20,00	36580	30050	2530	6800	30160	1420
3	30,00	36870	31050	3890	6250	31290	3950
4	40,00	37270	32390	5180	5580	32800	6480
5	50,00	37920	34190	6340	4780	34770	8960
6	60,00	38780	36510	7290	3700	37230	11340
7	70,00	39830	38980	8020	2680	39810	13510
8	80,00	41070	41880	8570	1340	42740	15390
9	90,00	42450	45010	8740	192	45850	16880
10	100,00	43940	48240	8570	1880	48990	17840
11	110,00	45480	51440	8070	3650	52070	18190
12	111,96	45780	52050	7950	4000	52660	18192
13	120,00	47020	54500	7310	5420	54990	17880
14	130,00	48530	57300	6290	7090	57660	16890
15	140,00	49900	59680	5110	8550	59890	15220
16	150,00	51120	61590	3800	9710	61700	12930
17	160,00	52120	62880	2450	10360	62880	10110
18	170,00	52890	63630	1030	10700	63640	6900
19	180,00	53310	63890	380	10710	63890	3450
20	190,00	53440	63460	0	0	63460	0
21	200,00	53270	62420	3060	9150	62500	3600
22	210,00	52850	60900	4260	7780	61050	6870
23	220,00	52090	58890	5360	6120	59130	9810
24	230,00	51150	56520	6450	4250	56880	12450
25	240,00	50010	53860	7100	2320	54330	14300
26	250,00	48710	50960	7730	360	51550	15720
27	260,00	47320	47980	8030	1520	48640	16570
28	270,00	45890	45110	8120	3110	45830	16860
29	270,71	45780	44780	8100	3320	45510	16870
30	280,00	44450	42110	7960	4670	42860	16660
31	290,00	43050	39410	7580	5890	40140	15990
32	300,00	41730	36950	6920	6910	37600	14930
33	310,00	40500	34900	6180	7220	35540	13540
34	320,00	39440	32970	5200	7830	33380	11880
35	330,00	38500	31500	4090	8020	31760	10000
36	340,00	37740	30420	2880	8110	30550	7950
37	350,00	37170	29730	1590	7880	29770	5760
38	360,00	36770	29420	350	7630	29430	3450
39	370,00	36580	29530	0	7260	29420	1030

V grafu 3 jsou zobrazena všechna zrychlení v absolutní hodnotě působící na lamelu při pracovním pohybu při otáčkách naprázdno.



Graf 3: Závislost zrychlení na úhlu natočení

Normálové zrychlení unášivého pohybu a_{21n} nejprve stoupá, rychlost se zvětšuje a při dosažení úhlu natočení 190° je zrychlení bodu A maximální. Poté dochází ke zpomalování pohybu až do výchozí polohy mechanismu. Zde je nejmenší hodnota zrychlení a tedy i rychlosti.

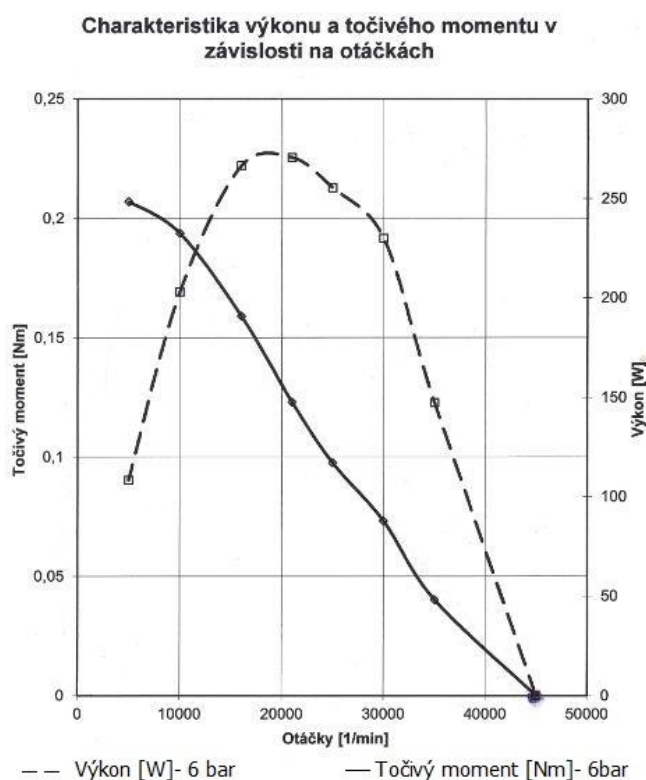
Zrychlení relativního pohybu a_{32} společně s Coriolisovým zrychlením nejvíce ovlivňují relativní rychlost. Relativní zrychlení prudce stoupá a dochází k nerovnoměrnému zpomalování. Následně relativní zrychlení stoupá na maximální hodnotu při úhlu natočení 180° , potom dochází ke strmému poklesu na nulovou hodnotu a změně smyslu orientace zrychlení. Relativní zrychlení nekopíruje tvar relativní rychlosti, významně se projevuje Coriolisovo zrychlení. Coriolisovo zrychlení se zvětšuje až na maximální hodnotu, kde je normála výsledného pohybu totožná se svislou osou statoru. Nulové Coriolisovo zrychlení nastává při natočení 190° a mění se smysl zrychlení.

Tečná a_{31t} a normálová a_{31n} složka zrychlení dávají z jedné strany výsledné zrychlení. Z druhé strany uzavírá vektorový obrazec normálové zrychlení a_{21n} Coriolisovo a relativní zrychlení. Výsledné zrychlení dosahuje maximálních a minimálních hodnot při stejném úhlu natočení, jejich hodnoty jsou však rozdílné.

Průběhy rychlostí a zrychlení dosahují maximálních hodnot. Vyšších hodnot tento motor nemůže dosáhnout.

3.5 Dynamická analýza pneumatického lamelového motoru

Dynamická analýza je provedena pomocí naměřených charakteristik poskytnutých firmou Deprag. (obrázek 32). Charakteristika krouticího momentu byla naměřena pomocí brzdného kotouče a snímače otáček. Pneumatický lamelový motor je při tlaku 0,6MPa bržděn kotoučem do stavu plného zatížení, při kterém nekoná žádný rotační pohyb. Následně je bržděn na vyšší konstantní otáčky, až na hodnotu kdy není motor nijak bržděn. Po úplném odbrždění dojde k vyrovnání pasivních odporů, ventilačních odporů a krouticího momentu. Dojde k ustálení otáček na hodnotě $\omega = 45000 \frac{ot}{min}$.

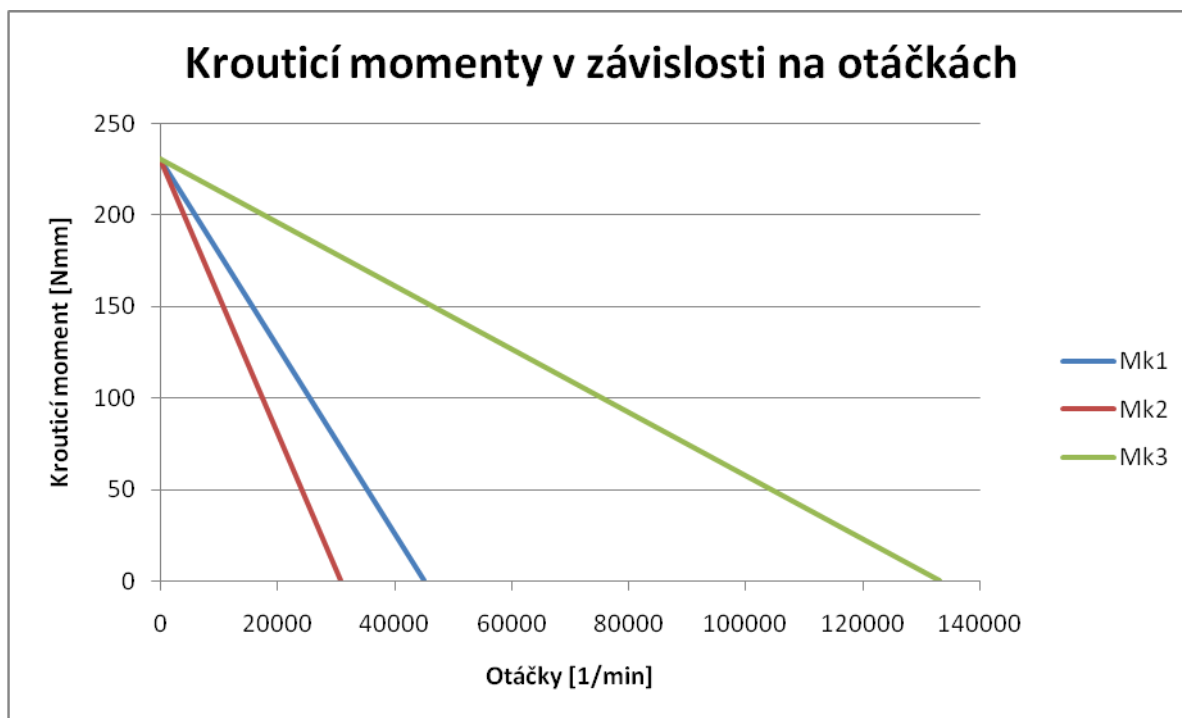


Obrázek 32 Charakteristika výkonu a točivého momentu v závislosti na otáčkách

Křivku krouticího momentu budeme pokládat za přímku (30). Křivka je proložena směrnicovou rovnicí přímky v rovině. Rovnice značí průběh skutečného krouticího momentu [Nmm] i závislost momentu hnacího členu na otáčkách [1/min].

$$y = k \cdot x + q \quad \Rightarrow \quad y = -0.005128 \cdot x + 230,76 \quad (30)$$

Do modelu sestavy je nadefinována lineární závislost na hnací člen. Ve vačkovém spojení mezi lamelou a statorem, lamelou a rotorem je nadefinován naměřený klidový a smykový součinitel tření. V analýze dosáhnou výsledné otáčky hodnoty 45000 ot/min. Porovnání průběhů krouticích momentů na grafu 4, při stejné lineární závislosti hnacího členu.



Graf 4: Závislost krouticích momentů v závislosti na otáčkách

Hodnota Mk_1 je původní zkouškou určená hodnota. Hodnota Mk_2 je původní naměřená hodnota směrnice krouticího momentu s nadefinovaným součinitelem tření při hnacím momentu Mk_1 . Z grafu vyplývá, že při stejné směrnici $k = -0,0051$ momentu, zadáním tření klesnou výsledné otáčky. Směrnice charakteristiky Mk_3 hnacího členu je získána dynamickou analýzou, kdy je při známých pasivních odporech hledána směrnice, při které volnoběžné otáčky odpovídají původní hodnotě tj. $\omega = 45000 \frac{ot}{min}$.

Mk_3 je zároveň charakteristika krouticího momentu motoru při nulových pasivních odporech.

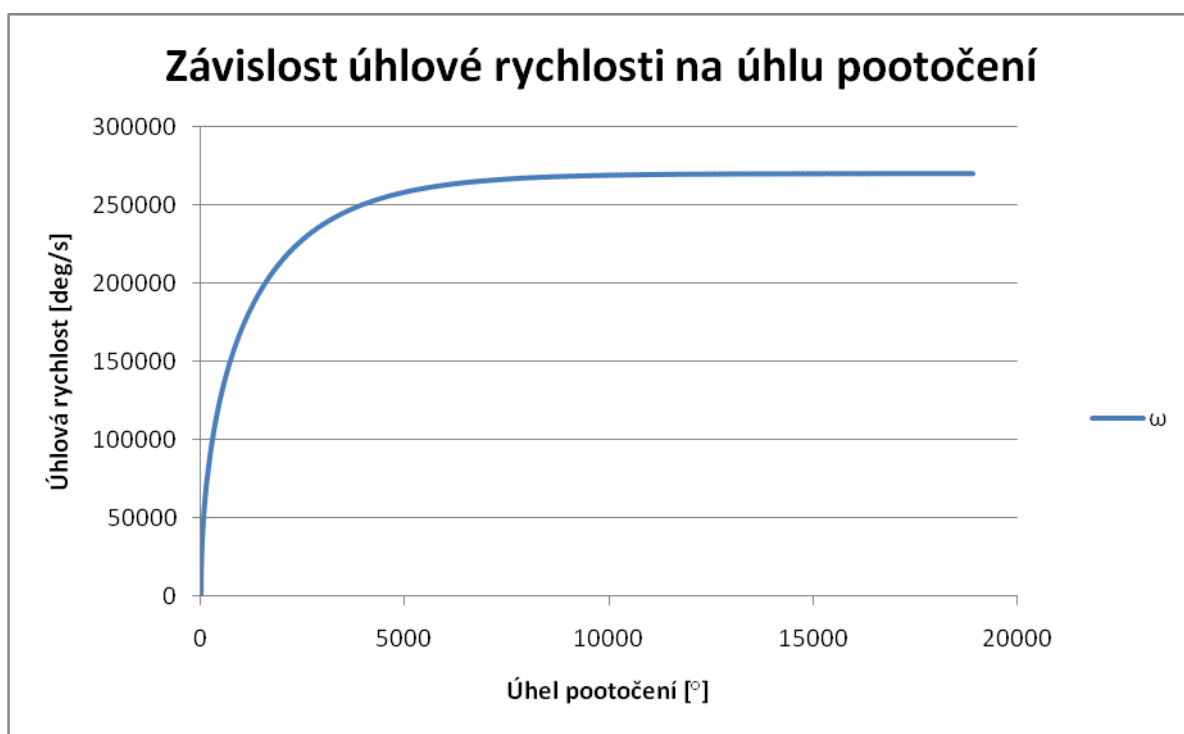
Analýzami byla zjištěna směrnice hnacího členu $k = -0,00173$. Výsledná rovnice charakteristiky krouticího momentu Mk_3 na hnacím členu je:

$$y = -0,00173x + 230,76 \quad (31)$$

Teoretická účinnost motoru je dána přímou úměrností dosažených otáček při krouticím momentu M_{k3} a M_{k1} . Výsledná rovnice přímky krouticího momentu je s naměřeným třením shodná s naměřenou charakteristikou.

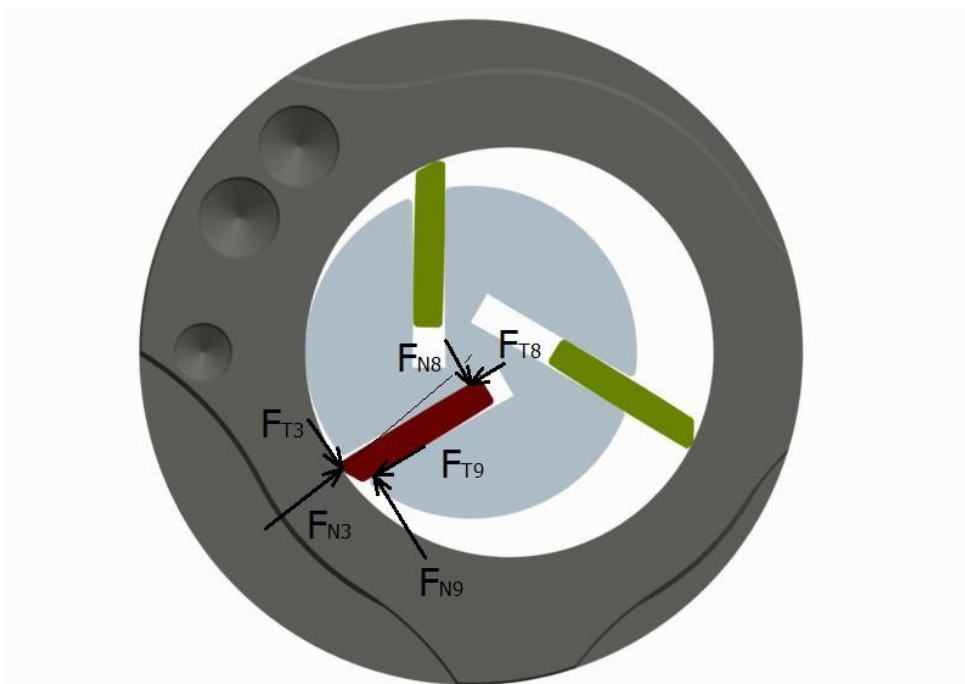
Výsledná teoretická účinnost vychází $\eta = 33,82\%$. Ve skutečnosti pracují pneumatické motory s účinností 50-75%. Dynamická analýza se nezabývá ventilačními odpory, které významným způsobem ovlivňují výslednou účinnost. V analýze není uvažována rozpínavost vzduchu, na které je založen princip motoru. Dále zde nejsou nadefinovány všechny pasivní odpory. Naměřená účinnost je významným způsobem závislá na naměřeném součiniteli tření. Čím menší hodnota tření, tím vyjde v matematickém modelu vyšší účinnost. Ze zjednodušujících předpokladů vyplývá, že pojem teoretická účinnost je nadnesený. Jedná se o popsání a přibližnou definici silových poměrů.

Průběh úhlové rychlosti v závislosti na úhlu pootočení je zobrazen na grafu 5. Úhlová rychlost konverguje na hodnotu 270000 deg/s.



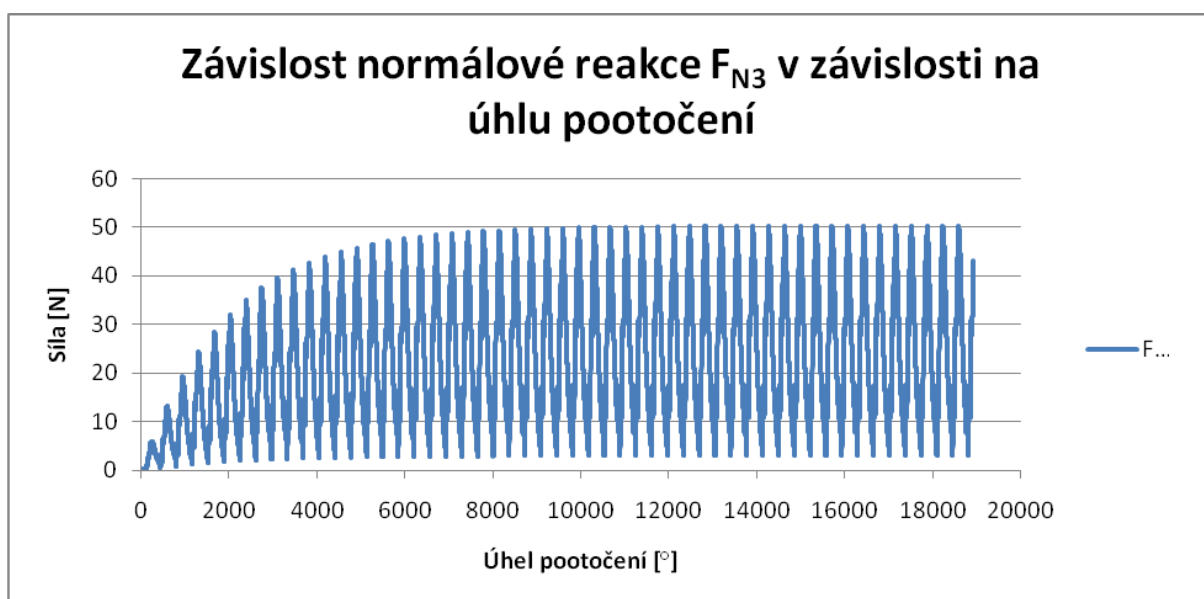
Graf 5: Závislost úhlové rychlosti na úhlu pootočení

Silové poměry ze spojení lamela stator jsou zobrazeny na následujících grafech. Měřené reakce jsou označeny na obrázku 33. Počáteční poloha detailů reakcí je shodná s výchozí polohou kinematického řešení.



Obrázek 33 Měření reakce

Graf 6 značí závislost normálové reakce v závislosti na úhlu pootočení rotoru.

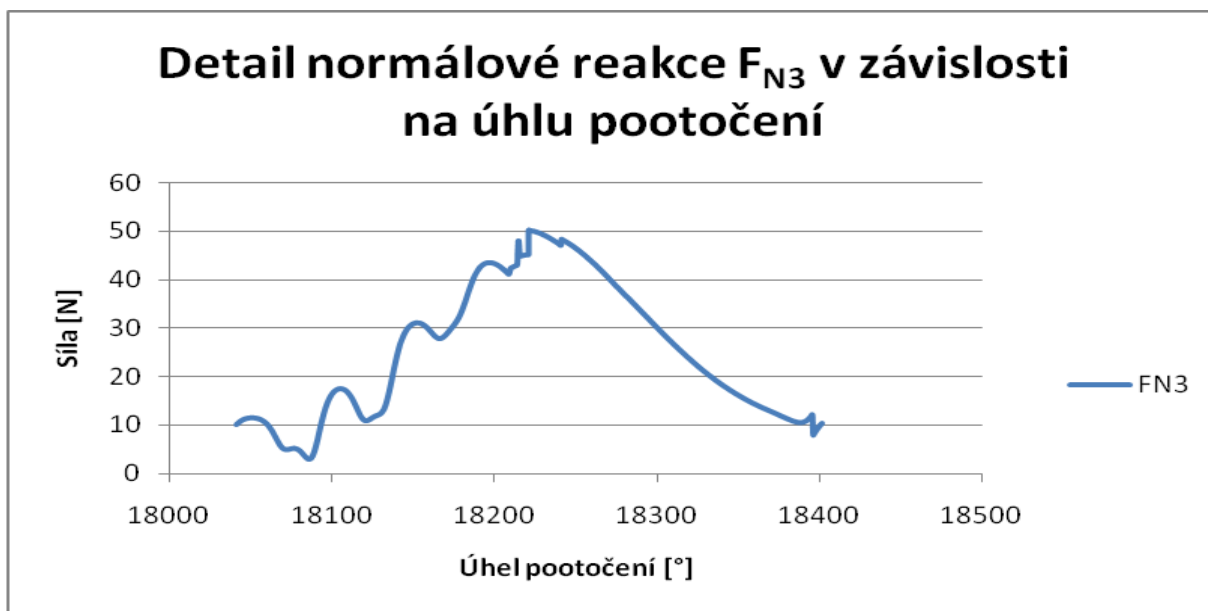


Graf 6: Normálová reakce F_{N3}

Maximální síla je dosažena v místě, kde kontaktní bod mezi statorem a lamelou leží na spojnici středů křivosti statoru a rotoru, při maximálním vysunutí lamely. Minimální hodnota v místě úplného zasunutí je 2,988N.

Detail normálové reakce F_{N3} na grafu 7 ukazuje na nespojitosti a kolísání reakce, které se opakují v celém rozsahu. Detail normálové reakce je uveden v závislosti na úhlu pootočení. Detail reakce je uveden při ustálených otáčkách po dobu jedné otáčky. Z vyhodnocování

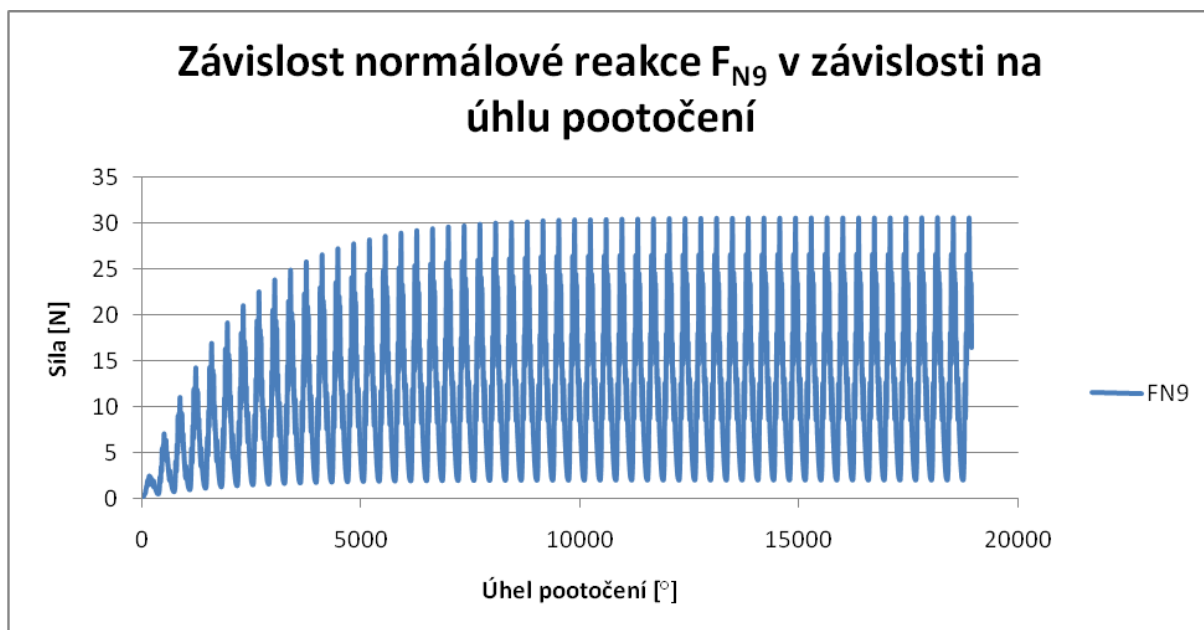
výsledků a porovnání s kinematickým řešením bylo zjištěno, že kolísání reakčních sil je částečně způsobeno změnami zrychlení. Nespojivosti označené v grafu jsou způsobeny nespojitým bodem křivosti v drážce rotoru. Nespojitý bod vznikl napojením dvou křivek s rozdílnou směrnici tečen.



Graf 7: Detail normálové reakce F_{N3}

Reakční normálové síly v drážce jsou měřeny na celém boku lamely \Rightarrow jedna drážka, dvě reakce. Reakce jsou výrazným způsobem ovlivněny Coriolisovou silou. Pokud vektor relativní rychlosti směřuje kolmo k ose otáčení, Coriolisova síla působí ve směru rotace. Pokud vektor rychlosti směřuje kolmo od osy otáčení, Coriolisova síla působí proti směru rotace.

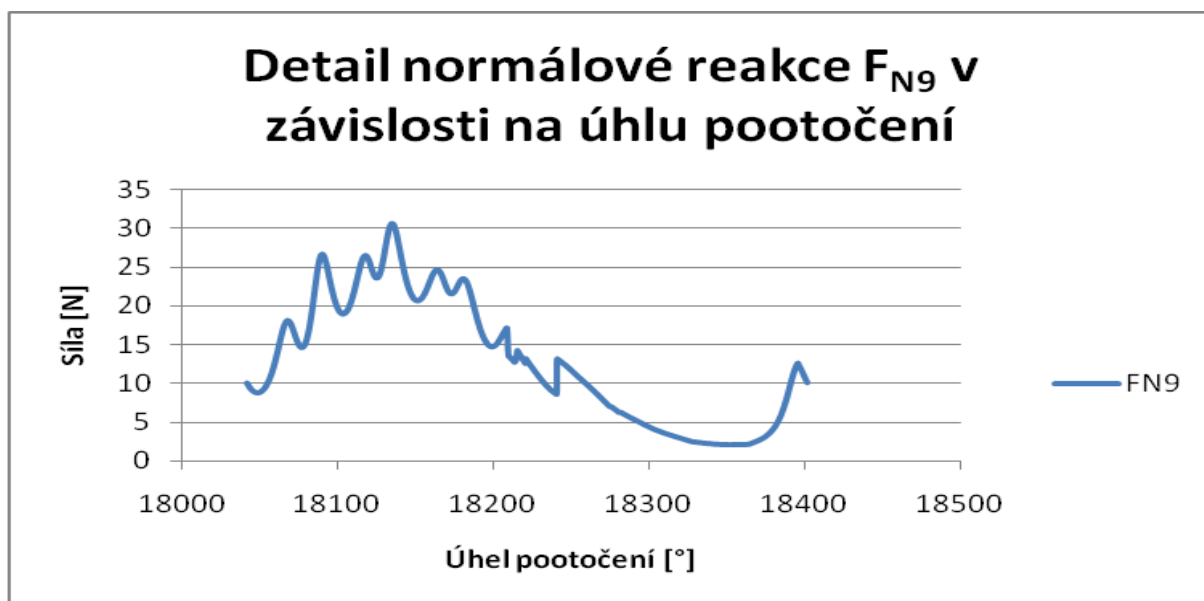
Reakce v drážce odvrácená od smyslu otáčení F_{N9} je zobrazena v grafu 8. Při vysouvání lamely se reakce zmenšuje, při zasouvání lamely dochází k nárůstu reakční síly.



Graf 8: Normálová reakce F_{N9}

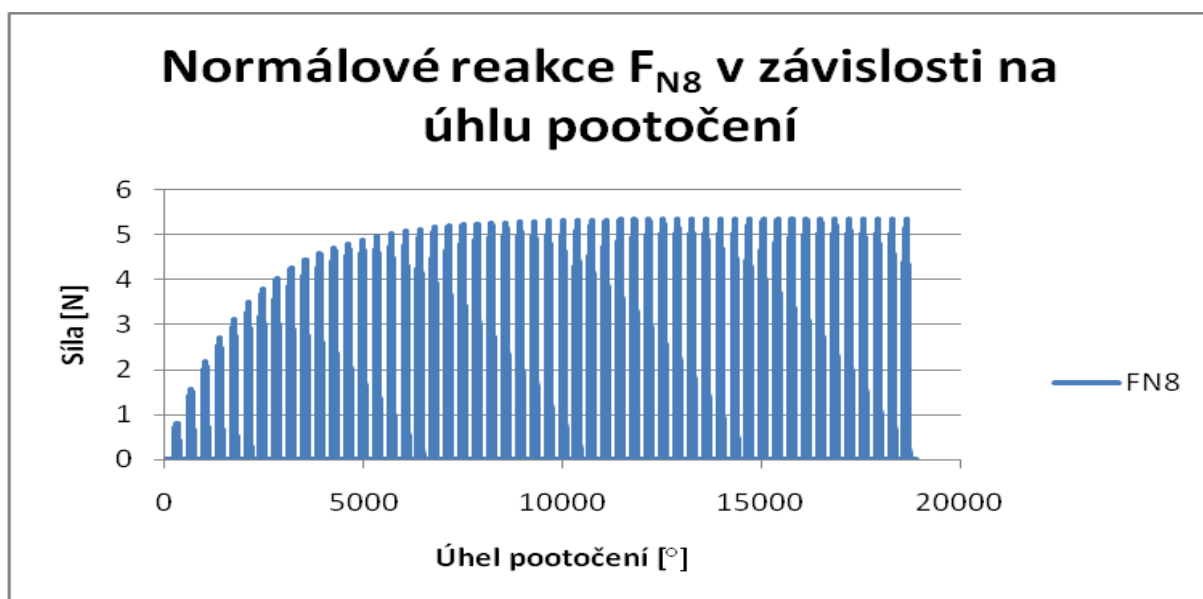
Jak je výše uvedeno Coriolisova síla ovlivňuje reakce. Důsledkem je při vysouvání lamely nárůst reakční síly. Coriolisova síla má stejný smysl jako třecí síla. Při zasouvání lamely je tato reakce zmenšena. Coriolisova síla působí v opačném smyslu než třecí síla. Maximální hodnota reakce je dosažena těsně před začátkem působení reakce F_{N8} (při zasouvání lamely).

Detail průběhu normálové reakce je zobrazen na grafu 9. I zde je kolísání způsobeno extrémny zrychlení a dalšími vlivy. Nespojitosť průběhu reakce je způsobena navázáním dvou křivek v geometrii rotoru. V grafu je zobrazeno pootočení o 360° při ustálených otáčkách.



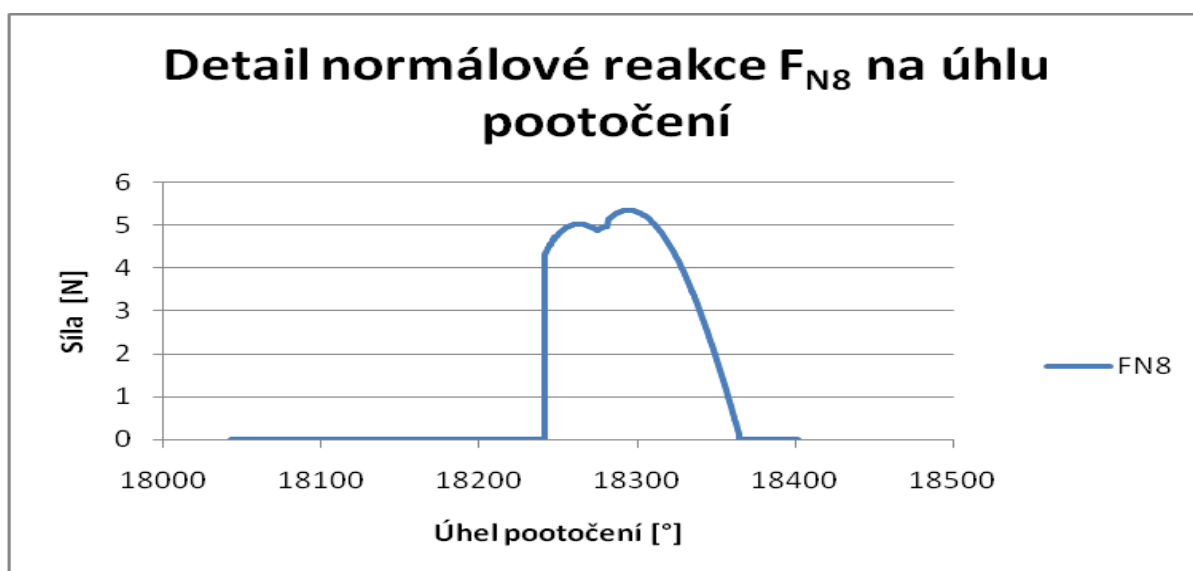
Graf 9: Detail normálová reakce F_{N2}

Normálová reakce F_{N3} je zobrazena v grafu 10. Maximální hodnota reakce 5,342N.



Graf 10: Normálová reakce F_{N8}

Reakční normálová síla F_{N8} v drážce po směru otáčení je reakcí nejvíce ovlivněnou Coriolisovou silou. Na grafu 11 je zobrazen detail reakce. Při vysouvání lamely působí Coriolisova síla proti pohybu takovou silou že nedovolí na této straně kontakt lamely s rotorem. Po změně směru zrychlení ještě po určitou dobu nedojde ke kontaktu. V okamžiku kdy Coriolisova síla, třecí síla a další síly, uvádějící lamelu do rovnováhy, dosáhnou určité velikosti, vznikne reakce F_{N8} .



Graf 11: Detail normálové reakce F_{N3}

Reakce působí pouze v určitém intervalu při zasouvání lamely, kdy je Coriolisova síla dostatečně velká, aby společně se třecí silou přitlačila lamelu na této straně drážky k rotoru.

4 Závěr

V bakalářské práci byla provedena dvě měření - měření koeficientu restituce a měření součinitele tření. Obě naměřené hodnoty jsou přibližné. Koeficient restituce je významným způsobem ovlivněn základní deskou a faktem, že zkoušený vzorek lamely měl malou tloušťku. Pokud bylo použito měření s přesahem lamely přes základní desku, pak docházelo ke zkreslení výsledků vlivem pružnosti lamely. Z výrobních důvodů nebylo možné použít materiál lamely o větší tloušťce. Lamely se zpracovávají z rovinných desek materiálu.

V závěru tření je teoretické vysvětlení naměřených hodnot. Autor práce si je vědom toho, že podle Coulombových zákonů nezáleží na velikost třecí plochy a na rozložení hmoty. Z naměřené charakteristiky vyplývá opak všeobecně přijímaného tvrzení, se zvyšujícím přítlakovým tlakem stoupá součinitel tření. Vysvětlení pomocí momentu setrvačnosti závaží je v rozporu s myšlenkou uvedeného měření. Jelikož měření bylo založeno na tažné síle, která byla vyvozena pomocí ruky (zrychlení není nulové), vstupují do měření dynamické síly. V teorii se uvažuje se závažím jako hmotným bodem, to však není možné v praxi dosáhnout. V příloze 2, tabulka 13 je uvedeno měření s větší třecí plochou lamely. Podle Coulomba činitel neovlivňující měření. V praxi to znamená, se zvyšující se plochou roste součinitel tření. Proto je pokládáno vysvětlení pomocí rozložené hmoty nad zkušebním vzorkem, diskutabilní, snadno zpochybňující, ale podle autora práce možné vysvětlení.

V kinematické analýze byly zjištěny rychlosti a zrychlení působící na vybraný bod za konstantní rychlosti. Přesto extrémy a inflexní body vycházejí ve stejných místech pro jakékoliv otáčky. Průběh velikosti zrychlení a_{32} je velmi zajímavý. Nerovnoměrný charakter nebyl předpokládán.

Cílem dynamické analýzy bylo zjištění teoretické účinnosti a sil působících na lamelu. Účinnost kolem třiceti procent je na pneumatický motor velice nízká. Zjištěná účinnost se pohybuje mezi 50 % a 75 %. V dynamické analýze nejsou uvažovány všechny pasivní a ventilační odpory. Proto je tato relativní účinnost značně zkreslená. Při zjišťování průběhu charakteristiky krouticího momentu se zadaným třením jsou do jisté míry ventilační odpory uvažovány, pouze při simulaci naměřené hodnoty krouticího momentu. Přesto tyto odpory neovlivňují chování lamely. Při simulaci se směrnici krouticího momentu $-0,00173$ nejsou ventilační odpory uvažovány vůbec. Hodnota výsledných otáček je tedy zvětšena. To je jedním z důvodů malé teoretické účinnosti. Proto naměřené síly neodpovídají skutečnosti. Síly jsou dále ovlivněny faktem, že pohon v analýze tvoří krouticí moment. Skutečný pohon

tvoří síly stlačeného vzduchu, které působí v určitých intervalech. Naměřené síly mají informativní charakter a neznačí intervaly, ve kterých reakce působí. Jedinou silou, která nejvíce odpovídá skutečnosti, je reakční síla F_{N3} mezi lamelou a statorem. Tato reakce je tvořena odstředivou silou, která přibližně odpovídá skutečné odstředivé síle. Odstředivá síla v motoru je závislá na úhlové rychlosti. V modelu jsou ostatní reakce ovlivněny dynamickými silami, ale nikoli ventilačními odpory. Úhlová rychlost v modelu má hladký charakter. Skutečná úhlová rychlost má pulzující charakter, způsobený působením sil pouze v pracovních intervalech.

V dynamické analýze se velice významným způsobem projevuje Coriolisova síla. Pokud by bylo v dynamické analýze uvažováno s ventilačními odpory, Coriolisova síla by částečně ztratila na významnosti.

Třecí síly nejsou v analýze uvedeny, protože odpovídají hodnotě normálové reakce dělené součinitelem tření.

Takto nadefinovaný model může sloužit k dalšímu využití. Pro přesnější průběhy sil by se následné řešení mohlo zabývat pohonem motoru pomocí tlakových sil vzduchu působících na lamely. Výsledkem by byly relativně přesné reakce a teoretické popsání průběhu tlaku stlačeného vzduchu. Při nadefinování ventilačních odporů, tření mezi všemi součástmi, je možné zjistit přesnou účinnost.

5 Seznam literatury

- [1] *Www.deprag.com* [online]. 2009 [cit. 2011-12-05]. Pneumatické motory. Dostupné z WWW: <<http://www.deprag.com/download/prospekt-pdf/D6000cs.pdf>>.
- [2] *Http://www.depragindustrial.com* [online]. 2009 [cit. 2011-12-05]. Pneumatické brusky s kleštinovým upínáním. Dostupné z WWW: <http://www.depragindustrial.com/text/brusky_kles_CZ.pdf>.
- [3] *Http://www.hptools.cz* [online]. 2007 [cit. 2011-12-05]. Pneumatické brusky s kleštinovým upínáním. Dostupné z WWW: <http://www.hptools.cz/_data/down/katalogy/DEPRAG_GDS-030-BX_BY_SX_SY_VX_VY_QX_QY.pdf>.
- [4] *Úvod do pneumatiky*. Praha : Ediční středisko ČVUT, 1989. 197 s.
- [5] *Http://www.hydraulicspneumatics.com* [online]. 2000 [cit. 2011-12-06]. Air motors. Dostupné z WWW: <<http://www.hydraulicspneumatics.com/200/FPE/MotorsActuators/Article/True/6422/MotorsActuators>>.
- [6] *Http://www.irisengineering.com* [online]. 2000 [cit. 2011-12-06]. Gerotor technology. Dostupné z WWW: <<http://www.irisengineering.com/about.html>>.
- [7] *Http://www.is.muni.cz* [online]. 2000 [cit. 2011-12-06]. Fyzika tření. Dostupné z WWW: <http://www.is.muni.cz/th_199446/pedf_b/Fyzika_treni.pdf>.
- [8] *Dynamika*, Praha, SNTL 1967

6 Seznam obrázků, tabulek a grafů

Seznam obrázků

Obrázek 1 Použití brusky GD S 030-450 B X dle [2]	8
Obrázek 2 Popis označení brusky dle [3]	8
Obrázek 3 Rozdělení pneumatických motorů	10
Obrázek 4 Pneumatický lamelový motor	11
Obrázek 5 Rozdělení pneumatických motorů podle smyslu otáčení	11
Obrázek 7 Zubový motor dle[1]	12
Obrázek 6 Nucený výsun pružinou dle [1]	12
Obrázek 8 Popis zubového motoru gerotor dle[6]	13
Obrázek 9 Turbínový pneumatický motor dle[1]	14
Obrázek 10 Radiální pneumatický motor dle [4]	14
Obrázek 11 Axiální pneumatický motor dle [4]	15
Obrázek 12 Popis silových poměrů	16
Obrázek 13 Naznačení kulisového mechanismu	17
Obrázek 14 Konstrukce rychlosti a zrychlení	17
Obrázek 15 Koeficient restituce různých materiálů	18
Obrázek 16 Přípravek na měření restituce	20
Obrázek 17 Silové poměry tření	23
Obrázek 18 Smykové tření	24

Obrázek 19 Závislost smykového tření na rychlosti.....	24
Obrázek 20 Snímač tahových sil	25
Obrázek 21 Třecí úhly	25
Obrázek 22 Blokové schéma	26
Obrázek 23 Schéma měření tření pomocí nádoby s pískem	30
Obrázek 24 Lamela podle výkresu	33
Obrázek 25 Upravená lamela.....	34
Obrázek 26 Rotor podle výkresu	34
Obrázek 27 Upravený rotor	34
Obrázek 28 Rychlosti.....	37
Obrázek 29 Konstrukce Coriolisova, normálových zrychlení	38
Obrázek 30 Výsledné zrychlení	39
Obrázek 31 Výchozí poloha mechanismu	39
Obrázek 32 Charakteristika výkonu a točivého momentu v závislosti na otáčkách.....	44
Obrázek 33 Měřené reakce	47

Seznam tabulek

Tabulka 1 Parametry pneumatické brusky GDS 030-450 BX [2]	9
Tabulka 2: Měření pomocí kuličky hmotnosti $m_1 = 16,3\text{g}$	20
Tabulka 3: Měření pomocí kuličky hmotnosti $m_2 = 7,05\text{g}$	21
Tabulka 4: Měření pomocí kuličky hmotnosti $m_3 = 0,5\text{g}$	21
Tabulka 5: Součinitel klidového a smykového tření se závažím 20g.....	27

Tabulka 6: Součinitel smykového tření se závažím 50g	28
Tabulka 7: Součinitel tření se závažím 100g	29
Tabulka 8: Součinitel klidového tření se závažím 20g	31
Tabulka 9: Součinitel klidového tření se závažím 50g	31
Tabulka 10: Součinitel statického smykového se závažím 100g	32
Tabulka 11: Tabulka naměřených rychlostí.....	40
Tabulka 12: Tabulka naměřených zrychlení.....	42
Tabulka 13: Součinitel tření se závažím 100g plochou lamely 171 mm ²	III

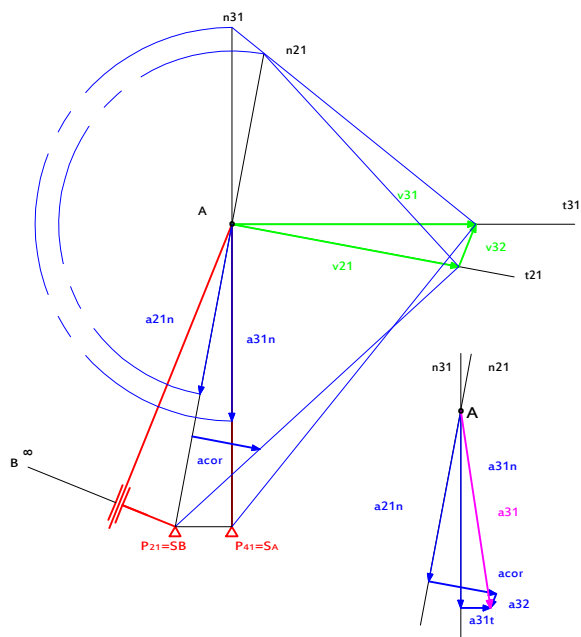
Seznam grafů

Graf 1: Tažná síla v závislosti na čase	27
Graf 2: Závisť rychlostí na úhlu natočení.....	41
Graf 3: Závisť zrychlení na úhlu natočení.....	43
Graf 4: Závislost krouticích momentů v závislosti na otáčkách	45
Graf 5: Závislost úhlové rychlosti na úhlu pootočení	46
Graf 6: Normálová reakce F_{N3}	47
Graf 7: Detail normálové reakce F_{N3}	48
Graf 8: Normálová reakce F_{N9}	49
Graf 9: Detail normálová reakce F_{N2}	49
Graf 10: Normálová reakce F_{N8}	50
Graf 11: Detail normálové reakce F_{N3}	50

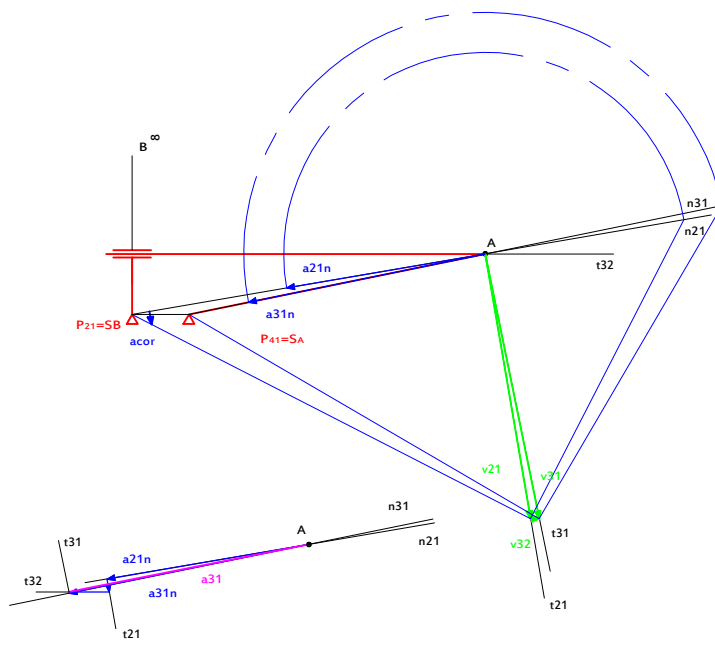
Příloha 1

Kinematické řešení

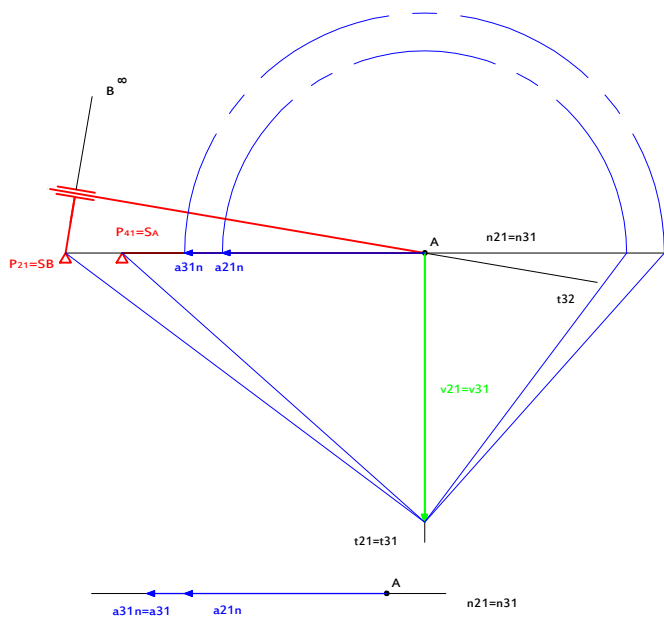
Pozice12



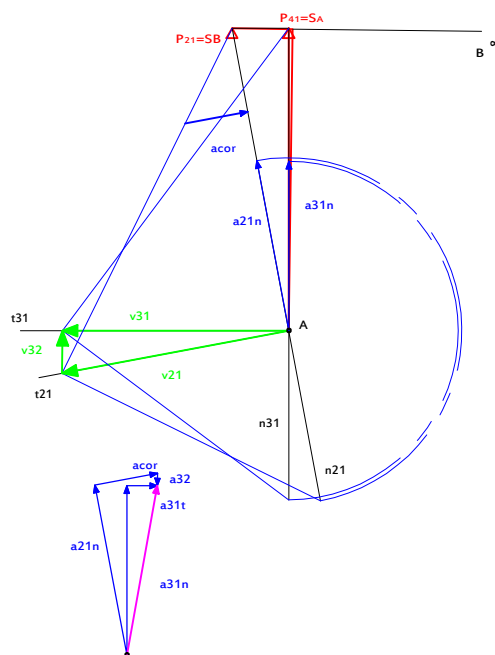
Pozice19



Pozice20



Pozice29



Příloha 2

Tabulka tření

Tabulka 13: Součinitel tření se závažím 100g plochou lamely 171 mm²

Součinitel klidového a smykového tření se závažím 100g								
Číslo měření	Hodnota klidového tření $f_{ki}[-]$	Aritmetický průměr $f_k[-]$	Odchylka (fk-fki)	Čtverec odchylek (fs-fsi) ²	Hodnota smykového tření $f_{ki}[-]$	Aritmetický průměr $f_k[-]$	Odchylka (fk-fki)	Čtverec odchylek (fk-fki) ²
1	0,21154	0,27160	-0,06006	0,00361	0,19192	0,21006	-0,01814	0,00033
2	0,26661		-0,00500	0,00002	0,19730		-0,01276	0,00016
3	0,33970		0,06810	0,00464	0,21180		0,00174	0,00000
4	0,29003		0,01843	0,00034	0,20570		-0,00436	0,00002
5	0,29946		0,02786	0,00078	0,22022		0,01016	0,00010
6	0,23964		-0,03196	0,00102	0,19373		-0,01633	0,00027
7	0,26466		-0,00694	0,00005	0,22319		0,01313	0,00017
8	0,27754		0,00594	0,00004	0,22170		0,01164	0,00014
9	0,26629		-0,00531	0,00003	0,21429		0,00423	0,00002
10	0,26054		-0,01106	0,00012	0,22077		0,01071	0,00011

Pravděpodobná chyba aritmetického průměru

$$\vartheta_k = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_k - f_{ki})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,01064}{10 \cdot (10-1)}} = \pm 0,00725$$

$$\vartheta_s = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n (f_s - f_{si})^2}{n \cdot (n-1)}} = \pm \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0,00132}{6 \cdot (6-1)}} = \pm 0,00256$$

Příloha 3

Výkres sestavy